

Cek Plagiasi_Tri Prakoso

by Perpustakaan Mesin

Submission date: 24-Apr-2024 08:02AM (UTC+0700)

Submission ID: 2355776885

File name: REV_MUHAMAD_TRI_PRAKOSO_3331170063_TA.pdf (2.23M)

Word count: 15047

Character count: 93233

7
**INOVASI RUANG BAKAR DAN ISOLASI PIPA GENERATOR
MESIN STIRLING TIPE ALPHA SUDUT FASA 180°
BERBASIS LIMBAH SAMPAH (ENERGI LIMBAH, UNTIRTA
MENUJU GREEN CAMPUS)**

Skripsi

Untuk memenuhi sebagian persyaratan mencapai derajat sarjana S1
Pada Jurusan Teknik Mesin Universitas Sultan Ageng Tirtayasa



Disusun Oleh:
MUHAMAD TRI PRAKOSO
3331170063

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SULTAN AGENG TIRTAYASA
2021**

LEMBAR PENGESAHAN

LEMBAR PERNYATAAN

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan atas ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini. Adapun tujuan dari penulisan dari laporan tugas akhir ini adalah untuk memenuhi persyaratan dalam menyelesaikan program Strata-I (S1). Kemudian, laporan ini juga bertujuan untuk menambah wawasan tentang penelitian yang akan di bahas dan semoga bermanfaat bagi para pembaca dan juga bagi penulis. Laporan ini merupakan salah syarat penyelesaian studi dimana tugas akhir merupakan mata kuliah yang wajib ditempuh pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sultan Ageng Tirtayasa. Penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Imron Rosyadi, S.T., M.T., Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FT.UNTIRTA.
2. Bapak Dhimas Satria, S.T., M.Eng., Selaku Dosen Pembimbing I, terimakasih atas ilmu, waktu dan kesabaran dalam membimbing.
3. Bapak Iman Saefullah, S.T., M.Eng., Selaku Dosem Pembimbing Akademik, atas kesabarannya dalam membimbing saya selama menjadi mahasiswa.
4. Seluruh Dosen dan Staf Jurusan Teknik Mesin FT.UNTIRTA yang tidak bisa disebutkan satu persatu, terimakasih atas bimbingan dan ilmu yang telah diberikan.
5. Kedua orang tua tercinta yang telah memberikan segalanya, nasehat, semangat, kasih sayang, doa dan materi yang tidak terhingga.
6. Kakak tercinta yang selalu mendukung secara moral dan mendoakan serta memberikan semangat yang luar biasa.
7. Kerabat dekat yang selalu memberikan semangat yang luar biasa.
8. Rekan-rekan Teknik Mesin Angkatan 2017 yang telah menemani selama masa perkuliahan ini.

Saran serta kritik yang membangun untuk penulis diharapkan dapat diberikan untuk mencapai hasil tugas yang lebih baik. Semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi siapapun kedepannya.

Cilegon, 2021

Penulis

ABSTRAK

Berdasarkan isu limbah sampah yang semakin hari semakin menumpuk, dan berdasarkan isu energi fosil yang semakin hari semakin menipis, energi terbarukan dibutuhkan untuk menjadi suatu terobosan menjadi alternatif energi untuk dapat digunakan sebagai pengganti energi fosil. Mesin stirling dapat digunakan untuk mengurangi permasalahan limbah sampah sekaligus menangani menipisnya energi fosil. Mesin stirling merupakan mesin pembakaran luar yang memanfaatkan berbagai macam energi kalor untuk pengoperasiannya. Sampah-sampah yang dikumpulkan kemudian dibakar, dapat menjadi sumber kalor pada pengoperasian mesin stirling. Dalam merancang mesin stirling, dapat diketahui pada akhirnya yaitu faktor-faktor yang memengaruhi performa mesin stirling. Metode perancangan mesin stirling ini menggunakan metode *house of quality*, dengan mengumpulkan informasi-informasi yang dibutuhkan yang kemudian dihasilkan suatu spesifikasi. Selain itu dapat menggunakan teori *Schmidt* dan pendekatan-pendekatan termodinamika, temperatur yang cukup tinggi akan menghasilkan kerja pada mesin stirling. Spesifikasi yang didapat pada penelitian ini yaitu mesin stirling menggunakan suduf fasa 180° , menggunakan bahan bakar sampah dengan asumsi pembakaran sampah seluas 1m^2 , dengan dimensi mesin kurang dari 1m^2 , bobot mesin kurang dari 150kg . Faktor-faktor yang memengaruhi performa dari mesin stirling yaitu delta temperatur, isolasi pipa generator, kesilindrisan poros engkol, pelumasan komponen mesin, dan ketepatan sudut engkol mesin stirling..

Kata kunci: Energi, Faktor Performa, Limbah, Mesin Stirling.

ABSTRACT

Based on the issue of waste that is increasingly piling up, and based on the issue of fossil energy which is getting thinner day by day, renewable energy is needed to become a breakthrough into alternative energy that can be used as a substitute for fossil energy. The Stirling engine can be used to reduce the problem of waste while dealing with the depletion of fossil energy. Stirling engine is an external combustion engine that utilizes various kinds of heat energy for its operation. The collected waste is then burned, can be a source of heat in the operation of the Stirling engine. In designing a Stirling engine, it can be known in the end the factors that affect the performance of the Stirling engine. This Stirling engine design method uses the house of quality method, by collecting the required information which is then produced a specification. In addition, it can use Schmidt's theory and thermodynamic approaches, a sufficiently high temperature will produce work on the Stirling engine. The specifications obtained in this study are the Stirling engine using 180 degree phase angle, using waste fuel with the assumption of burning 1m² of waste, with engine dimensions of less than 1m², engine weight of less than 150kg. Factors that affect the performance of the Stirling engine are temperature delta, generator pipe insulation, crankshaft cylindricity, lubrication of engine components, and the accuracy of the Stirling engine crank angle.

Keywords: Energy, Factor of Performance, Waste, Stirling Engine.

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERNYATAAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
ABSTRAK	vi
ABSTRACT	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Kajian Pustaka	5
2.2 Mesin Stirling	8
2.2.1 Definisi Mesin Stirling	8
2.2.2 Prinsip Kerja Mesin Stirling	8
2.2.3 Siklus Ideal Mesin Stirling	8
2.2.4 Siklus Aktual Mesin Stirling	10
2.2.5 Jenis-Jenis Mesin Stirling	11
2.2.6 Bagian-Bagian Utama Mesin Stirling	13
2.3 Teori Perpindahan Panas	16
2.3.1 Konduksi	16
2.3.2 Konveksi	18
2.3.3 Radiasi	18
2.4 Generator	21

2.4.1	Generator Arus Bolak-Balik (AC)	21
2.4.2	Generator Arus Searah (DC)	22
2.5	Persamaan Dalam Mendesain Elemen Mesin	23
2.5.1	Poros	23
2.5.2	Pasak	26
2.5.3	<i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	31
2.6	Uraian Produk Pesaing	35
2.7	Pendekatan Termodinamika Mesin Stirling	37
2.7.1	Teori <i>Schmidt</i>	37
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		
3.1	Diagram Alir Penelitian	39
3.2	Metode <i>Quality Function Deployment (QFD)</i>	40
3.3	Menentukan <i>Design Requirement and Objective (DRO)</i>	40
3.4	Membuat <i>House of Quality</i>	42
3.5	Analisa dan Implementasi	42
3.6	Penentuan Spesifikasi	43
3.7	Penentuan Fungsi Tingkat	43
3.8	Penentuan Morfologi Fungsi	45
3.9	Penentuan Varian Terbaik	46
3.10	Rancangan Mesin Stirling Tipe <i>Alpha</i> Inovasi Desain Sudut Fasa 180°	49
BAB IV PEMBAHASAN		
4.1	Deskripsi Perancangan Mesin Stirling Tipe <i>Alpha</i> Inovasi Desain Sudut Fasa 180°	50
4.2	Perhitungan Isolasi Pipa Generator	51
4.2.1	Menghitung <i>Heat Loss</i>	52
4.2.2	Annalisa <i>Heat Loss</i> yang Terjadi	54
4.3	Desain Elemen Mesin	54
4.2.1	Perhitungan Poros	54
4.2.2	Perhitungan <i>V-Belt</i>	56
4.4	Kondisi Termodinamika yang Digunakan Dalam Perancangan	59
4.5	Parameter Berdasarkan Kondisi Termodinamika	60

4.6	Massa Udara yang Diperlukan Sebagai Fluida Kerja	61
4.7	Tekanan Ekstrim Siklus	63
4.8	Kerja Mesin Stirling	65
4.9	Efisiensi <i>Thermal</i> Mesin Stirling	67
4.10	Daya Mesin Stirling	67
4.11	Simulasi Kalkulasi Siklus Ideal Mesin Stirling	67
4.12	Hasil Pengujian Mesin Stirling	70
4.13	Analisa Pengaruh Kegagalan Mesin Stirling	71
BAB V PENUTUP		
5.1	Kesimpulan	72
5.2	Saran	73
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Siklus Ideal Mesin Stirling	9
Gambar 2.2 Siklus Aktual Mesin Stirling	10
Gambar 2.3 Mesin Stirling Tipe Alpha	11
Gambar 2.4 Mesin Stirling Tipe Beta	13
Gambar 2.5 Mesin Stirling Tipe Gama	13
Gambar 2.6 <i>Heat Exchanger</i>	14
Gambar 2.7 Piston	14
Gambar 2.8 <i>Flywheel</i>	14
Gambar 2.9 Regenerator	15
Gambar 2.10 Kongsruksi Generator DC	22
Gambar 2.11 Prinsip Kerja Generator DC	23
Gambar 2.12 Jenis-Jenis Pasak	27
Gambar 2.13 Dimensi Pasak	28
Gambar 2.14 Skematik <i>Pulley</i> dan <i>Belt</i>	34
Gambar 2.15 Produk Pesaing Pertama	35
Gambar 2.16 Produk Pesaing Kedua	36
Gambar 2.17 Produk Pesaing Ketiga	37
Gambar 3.1 Diagram Alir	39
Gambar 3.2 Fungsi Tingkat Pertama	43
Gambar 3.3 Fungsi Tingkat Kedua Silinder Panas	44
Gambar 3.4 Fungsi Tingkat Kedua Isolasi Pipa Generator	44
Gambar 3.5 Fungsi Tingkat Kedua Silinder Dingin	45
Gambar 3.6 Rencana Desain Mesin Stirling Tipe Alpha Sudut Fasa 180° Berbasis Limbah Sampah Inovasi Ruang Bakar dan Isolasi Pipa Generator	49

Gambar 4.1	Prototipe Mesin Stirling	50
Gambar 4.2	Isolasi Pipa	51
Gambar 4.3	Grafik <i>Heat Loss</i>	54
Gambar 4.4	Ilustrasi Pembebanan Poros.....	55
Gambar 4.5	Skematik Rencana <i>Pulley</i> dan <i>Belt</i>	57
Gambar 4.6	<i>Calculator Input</i> Parameter	68
Gambar 4.7	Skematik Perpindahan Panas	68
Gambar 4.8	Hasil Analisa <i>Ideal Stirling Engine Calculator</i>	69

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1 Konduktivitas Termal	17
Tabel 2.2 Tabel Pasak Standar	30
Tabel 3.1 <i>Design Requiremet and Objective</i>	41
Tabel 3.2 Skala Prioritas	41
Tabel 3.3 <i>House of Quality</i>	42
Tabel 3.4 Morfologi Fungsi	45
Tabel 3.5 Varian Fungsi	46
Tabel 3.6 Varian Mesin Stirling Alpha Inovasi Desain	46
Tabel 3.7 Solusi dan Subfungsi	47
Tabel 4.1 Nilai Pendekatan Koefisien Perpindahan Panas Konvektif Untuk Berbagai Aplikasi	52
Tabel 4.2 Dimensi Standar <i>V-belt</i> Berdasarkan <i>Indian Standars</i> (IS: 2494-1974).....	56
Tabel 4.3 Dimensi Standar <i>Pulley Alur V</i> Berdasarkan <i>Indian Standars</i> (IS: 2494-1974).....	57

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Latar belakang pada penelitian ini adalah karena didorong oleh dua isu utama yaitu isu limbah dan isu energi. Maka dari itu kedua isu tersebut menciptakan sebuah ide inovasi desain mesin stirling. Permasalahan energi yaitu jumlah sumber daya energi yang semakin berkurang, sementara sumber energi yang saat ini digunakan bergantung pada energi fosil yang masih tersisa dengan jumlah yang terbatas dan tidak dapat diperbaharui. Hal tersebut didasari dikarenakan energi fosil digunakan secara terus-menerus dan tidak sesuai dengan waktu terbentuknya energi fosil tersebut (Lewis, 1983). Untuk mengatasi permasalahan tersebut yaitu dengan mencari energi alternatif selain energi fosil, yang mudah didapatkan dan dapat diperbaharui.

Di sisi lain, masalah pengelolaan limbah menjadi perhatian utama karena merupakan isu yang signifikan, terutama di Fakultas Teknik Untirta yang menjadi salah satu kontributor besar limbah di daerah tersebut. Universitas tersebut, dengan komunitasnya, menghasilkan jumlah limbah yang besar setiap hari, terbagi menjadi dua jenis utama: organik dan anorganik. Keduanya dapat dibedakan menjadi limbah yang dapat didaur ulang dan yang tidak. Limbah-limbah ini berasal dari aktivitas mahasiswa dan warga kampus, baik dari dalam maupun luar kampus. Limbah organik terdiri dari materi yang dapat membusuk di lingkungan kampus, sementara limbah anorganik lebih sulit terurai dan memerlukan waktu yang lama. Limbah yang dapat didaur ulang meliputi plastik, kertas, kaleng, dan kardus, sementara yang tidak dapat didaur ulang adalah yang cepat membusuk, kecuali dari kategori yang dapat didaur ulang.

Sampah diatas jika dibuang ke Tempat Pembuangan Akhir (TPA) di satu kota maka dapat dilihat banyaknya kontribusi jumlah sampah yang masuk ke TPA hanya dari universitas saja. Sudah saatnya universitas menerapkan pengelolaan yang baik dari lingkungan yang terdidik dan meningga¹¹---

pengelolaan sampah yang hanya dibuang ke TPA sehingga dapat terwujud universitas yang hijau (*green campus*) yang nirlimbah.

Cara efektif mengurangi akumulasi sampah di Fakultas Teknik adalah dengan mengimplementasikan praktek daur ulang untuk mengubahnya menjadi barang yang memiliki nilai tambah. Terkait dengan masalah energi yang telah dibahas, mengubah limbah menjadi sumber energi alternatif merupakan langkah solutif terhadap dua masalah, yakni penumpukan sampah dan kekurangan sumber energi.

Penelitian ini juga dilatar belakangi oleh penyempurnaan pada penelitian sebelumnya yaitu penelitian rancang bangun mengenai mesin stirling tipe alpha dengan inovasi desain berbasis biomassa menggunakan kapasitas 100 watt. Penelitian ini mempunyai kelebihan dari penelitian sebelumnya yaitu mempunyai inovasi ruang bakar yang lebih efektif dalam penerapannya. Penelitian ini juga memiliki kelebihan lain yaitu menggunakan isolasi pipa generator agar udara panas tetap terjaga dan meminimalisir hilangnya panas ke lingkungan.

Mesin pembakaran luar memiliki keunggulan dalam kemampuannya untuk menggunakan berbagai jenis bahan bakar. Oleh karena itu, untuk mesin pembakaran luar direkomendasikan untuk aplikasi pemanfaatan sumber energi alternatif, termasuk penggunaan limbah (sampah) sebagai bahan bakar dalam mesin stirling, yang merupakan salah satu jenis mesin pembakaran luar yang dapat memanfaatkan panas dari berbagai sumber. Beberapa peneliti sebelumnya telah melakukan penelitian terkait dengan mesin stirling. (Gehlot, Nigam and Marmat, 2014), (Bhagat *et al.*, 2016), (Roldan, Pieretti and Rojas-Solorzano, 2010), (Siddiqui *et al.*, 2015), (Yuliyani and Irwan, 2013), (Syafriyudin *et al.*, 2013), (Alfianti, 2016).

1.2 Rumusan Masalah

Dari jawaban latar belakang permasalahan yang telah diuraikan sebelumnya, mengenai keterbatasan energi fosil, permasalahan pengelolaan limbah sampah di universitas, kelebihan mesin stirling yang dapat menggunakan berbagai macam sumber panas/kalor, kemudian mesin stirling

yang menggunakan sudut fasa 90° memiliki kelemahan pada silinder dinginnya yang tegak lurus dengan silinder panas pada sumbu vertikal sehingga menyebabkan proses kompresinya melawan gravitasi dan menyebabkan mesin stirling tidak bekerja secara optimal, dan Mesin stirling tipe alpha yang ditingkatkan dengan inovasi sudut fasa 180° (yang merupakan perkembangan dari mesin stirling tipe alpha dengan sudut fasa 90°) masih memiliki kelemahan terkait tingginya tingkat kehilangan energi atau panas (*Heat Loss*) dan rendahnya kecepatan kompresi. Oleh karena itu, dalam penelitian ini, penulis melakukan inovasi pada ruang bakar dan isolasi pipa generator mesin stirling tipe alpha dengan sudut fasa 180° berbasis limbah sampah, dengan tujuan mewujudkan energi yang bersumber dari limbah menuju konsep green campus di Universitas Sultan Ageng Tirtayasa (Untirta). Rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang mesin stirling tipe alpha sudut fasa 180° berbasis limbah sampah dengan inovasi ruang bakar dan isolasi pipa generator;
2. Faktor apa saja yang dapat mempengaruhi performa dari mesin stirling tipe alpha sudut fasa 180° berbasis limbah sampah dengan inovasi ruang bakar dan isolasi pipa generator.

1.3 Tujuan Penelitian

Terdapat tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dapat menentukan desain ruang bakar dan isolasi pipa generator pada mesin stirling tipe alpha sudut fasa 180° berbasis limbah sampah;
2. Mengetahui faktor-faktor yang dapat mempengaruhi performa dari mesin stirling tipe alpha sudut fasa 180° berbasis limbah sampah dengan inovasi ruang bakar dan isolasi pipa generator.

1.4 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini terdapat pembatasan masalah, yaitu sebagai berikut.

1. Menggunakan inovasi desain mesin stirling tipe alpha

2. Menggunakan energi panas hasil pembakaran sampah sebagai sumber energi panas penggerak mesin stirling
3. Tidak menganalisa getaran yang dihasilkan oleh mesin dalam keadaan apapun;
4. Tidak menganalisa aliran fluida dalam mesin stirling;
5. Tidak menganalisa kekuatan material dari desain mesin stirling;
6. Tidak menganalisa perpindahan panas yang terjadi di seluruh komponen mesin stirling;
7. Tidak merancang komponen yang sudah tersedia di pasaran;
8. Pondasi/tempat peletakkan mesin dianggap kuat menahan beban keseluruhan;
9. Tidak membahas RAB pembuatan *prototype* mesin stirling

1.5 Manfaat Penelitian

Dalam penelitian ini ditargetkan mendapatkan manfaat yaitu sebagai berikut.

1. Dapat mengurangi jumlah sampah di Kampus Untirta sehingga didapatkan target Untirta menuju *Green Campus*
2. Dapat ditemukan energi terbarukan sebagai energi alternatif yang dapat digunakan untuk berbagai keperluan selanjutnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kajian Pustaka

Yuliyani dan Irwan telah melaksanakan pembuatan serta pengujian prototipe mesin stirling tipe gamma, yang didasarkan pada teori Schmidt. Hasil pengujian tersebut mencakup parameter-parameter berikut: volume silinder panas sebesar 113,04 cm³ dengan volume sisa 14,13 cm³, dan diameter silinder panas sebesar 6 cm. Sementara itu, volume silinder dingin adalah 78,5 cm³ dengan volume sisa 1,963 cm³, dan diameter silinder dingin sebesar 5,4 cm. Berdasarkan pengujian yang dilakukan pada prototipe mesin stirling, ditemukan bahwa mesin mampu mencapai kecepatan putaran maksimum sebesar 910 rpm tanpa beban, dan 349,3 rpm saat beban diterapkan, menghasilkan torsi sebesar 0,038 Nm. Mesin stirling mulai berputar saat silinder pada sisi panas dipanaskan hingga suhu 300°C menggunakan sumber panas dari spirtus. Mesin tersebut dapat berputar selama waktu yang diperlukan agar panas dari spirtus dapat dipertahankan, yakni sekitar 10 menit. (Yuliyani and Irwan, 2013).

Dalam penelitiannya mengenai sistem pembangkit listrik yang memanfaatkan tenaga panas yang dihasilkan matahari berbasis mesin stirling untuk digunakan dalam rumah tangga, Syafriyudin dan rekannya menemukan bahwa temperatur reflektor berhubungan langsung dengan temperatur silinder panas. Mereka mencatat bahwa reflektor aluminium mampu memantulkan panas matahari ke silinder panas dengan efisiensi yang baik (Syafriyudin *et al.*, 2013).

Alfiyanti telah mengembangkan dan memproduksi mesin stirling tenaga surya yang menggunakan pemanas matahari berbentuk kotak untuk menghasilkan listrik.. Pendekatan eksperimental dilakukan dengan menguji desain mesin stirling tersebut. Efisiensi diukur dengan membandingkan output kerja dengan input panas. Efisiensi tertinggi mencapai 12,1%, dicapai pada intensitas matahari 834 w/m² dengan perbedaan suhu 120°C. Pada situasi

tersebut, mesin mampu mencapai kecepatan rotasi 139 rpm dengan daya generator 0,004 Watt (Alfianti, 2016).

Bhagat dan kawan-kawan memberikan pendekatan desain dan analisis termodinamika pada pembuatan model stirling menggunakan energi matahari. Tipe yang dipilih adalah tipe alpha karena lebih mudah dalam proses pembuatannya. Konsentrator surya parabola digunakan untuk memberikan panas pada mesin (Bhagat *et al.*, 2016).

Roldan dan kawan-kawan menjalankan penelitian yang terdiri dari desain konseptual dan dasar prototipe mesin stirling dengan tujuan memanfaatkan radiasi matahari untuk menghasilkan energi listrik. Penelitian dimulai dengan tinjauan yang mencakup aspek sejarah, fungsi dasar, konfigurasi desain, aplikasi dan metode analisis, kemudian dilanjutkan dengan konseptual desain, di mana spesifikasi prototipe ditentukan. Hasil yang didapatkan, dimensi dasar dari komponen penting adalah penukar panas (pemanas, pendingin, dan regenerator), piston, pemindah dan kolektor surya. Kesimpulannya adalah bahwa metode analisis yang berbeda mempunyai ketidaksamaan di antara yang dihasilkan, artinya sebuah konstruksi dari prototipe diperlukan untuk memahami fenomena kompleks yang terjadi di dalam mesin (Roldan, Pieretti and Rojas-Solorzano, 2010).

Gehlot dan kawan-kawan melakukan pendekatan baru untuk mengembangkan dan membuat mesin stirling tipe alpha dengan tujuan membangun prototipe yang berfungsi. Siklus Stirling diubah menjadi sistem dinamis yang memungkinkan penerapan teknik kontrol desain dan peralatan untuk menentukan parameter manufaktur yang optimal untuk mesin. Mesin stirling jenis alpha ini dibangun oleh dua mesin diesel kirloskar yang tidak digunakan karena satu adalah untuk silinder daya dan yang lainnya untuk silinder yang didinginkan. Keduanya digabungkan dengan dua cara yaitu satu adalah kopling fleksibel dan lainnya adalah pemegang injector untuk penukar panas dengan pipa tekanan. Mesin jenis ini memiliki rasio daya terhadap volume yang tinggi (Gehlot, Nigam and Marmat, 2014).

Siddiqui dan kawan-kawan melakukan penelitian ini dengan mengeksplorasi dampak sudut fasa terhadap kinerja mesin Stirling tipe beta, dengan premis bahwa sudut tersebut merupakan faktor kunci dalam efisiensi mesin tersebut. Sudut fasa merujuk pada sudut di mana perubahan volume ruang ekspansi menuju ruang kompresi terjadi dalam siklus mesin Stirling. Siddiqui et al. mengoptimalkan dan memodelkan sudut fasa pada mesin Stirling beta tunggal menggunakan helium sebagai fluida kerja. Mereka menerapkan analisis Schmidt untuk mengevaluasi efisiensi mesin dengan memvariasikan volume dan tekanan pada berbagai nilai sudut fasa selama siklus operasi lengkap. (Siddiqui *et al.*, 2015).

Satria dan timnya menginovasi mesin Stirling tipe alpha dengan mengubah sudut fasa menjadi 180 derajat. Tujuannya adalah untuk mengurangi dampak gravitasi saat kompresi silinder dingin. Sebelumnya, sudut fasa 90 derajat membuat silinder dingin tegak lurus ke atas, sehingga proses kompresi harus melawan gravitasi. Penelitian menunjukkan bahwa varian desain optimal adalah varian 5, yang menggunakan kompor biomassa sebagai sumber panas dan sistem pulley dan belt untuk mentransfer daya secara langsung. Pilihan ini didasarkan pada kesesuaian dengan spesifikasi yang diinginkan. Penggunaan kompor biomassa dipilih karena termasuk dalam kategori bahan bakar alternatif. Sementara itu, sistem pulley dan belt dipilih karena menghasilkan suara yang lebih rendah dibandingkan dengan sprocket dan rantai. Penggunaan daya output secara langsung dipilih karena konstruksinya lebih sederhana dan efisiensi energinya lebih optimal. (Satria *et al.*, 2019).

Satria dan timnya melakukan studi mengenai analisis kinerja mesin Stirling tipe alpha dengan inovasi desain sudut fasa 180 derajat. Mereka menggunakan metode Schmidt, sebuah metode perhitungan isothermal yang berdasarkan ekspansi dan kompresi gas ideal untuk mesin Stirling. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kerja total per siklus adalah 9.43 Joule, dengan kalor yang diserap sebesar 18.47 Joule dan kalor yang dibuang sebesar 9.04 Joule. Efisiensi termal mesin Stirling yang dihasilkan adalah 51%. (Satria *et al.*, 2020). Kekurangan dari penelitian ini adalah pipa generator yang memiliki

panjang yang berlebihan, menyebabkan banyaknya kehilangan energi atau panas (heat loss), serta rendahnya kecepatan kompresi dalam ruang bakar.

2.2 Mesin Stirling (*Stirling Engine*)

2.2.1 Definisi Mesin Stirling

Mesin Stirling adalah sebuah mesin yang prinsip kerjanya berdasarkan prinsip peredaran termodinamika. Sumber kalor apapun yang dipakai selama temperaturnya cukup tinggi, maka bisa menggerakkan mesin Stirling. Mesin Stirling termasuk ke dalam mesin pembakaran luar. Dalam implementasinya, siklus Stirling berbeda dari model teoritis yang melibatkan dua proses dengan temperatur konstan dan dua proses dengan volume konstan

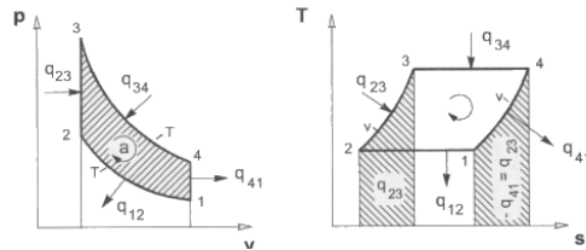
2.2.2 Prinsip Kerja Mesin Stirling

Prinsip dasar kerja mesin Stirling melibatkan ekspansi gas saat dipanaskan di dalam silinder yang panas, diikuti dengan proses kompresi gas saat didinginkan di dalam silinder yang dingin. Gas-gas ini bergerak secara kontinu antara bagian panas dan dingin. Perpindahan gas terjadi melalui piston displacer yang bertugas sebagai perantara gas antara kedua bagian, Volume internal diubah melalui ekspansi dan kontraksi gas oleh daya piston, yang juga dikenal sebagai regenerator untuk mengembalikan udara

2.2.3 Siklus Ideal Mesin Stirling

Siklus ideal mesin Stirling terdiri dari empat proses yang membentuk siklus tertutup, termasuk dua proses isothermal dan dua proses isochoric. Proses-proses ini direpresentasikan dalam diagram tekanan-volume (P-V) dan diagram temperatur-entropi (T-s). Luas area di dalam diagram siklus Stirling tersebut menunjukkan kerja indikator yang dihasilkan dari siklus tersebut, yang hanya berasal dari proses isothermal. Untuk menjaga kontinuitas kerja dalam sistem, flywheel harus dimasukkan dalam desain mesin Stirling. Flywheel berperan

sebagai perangkat penyimpan energi. Dalam siklus ini, panas harus dialirkan melalui semua prosesnya.



Gambar 2.1 Siklus Ideal Mesin Stirling

Luas area 1-2-3-4 dalam diagram P-V menunjukkan hasil kerja dari siklus Stirling ideal tertutup. Berdasarkan Hukum Kesatu Termodinamika, kerja output harus sebanding dengan panas input yang tercermin dalam area 1-2-3-4 pada diagram T-S. Regenerator dipakai untuk menyerap panas dari fluida kerja selama proses 4-1 dan mengembalikan panas tersebut saat proses 2-3. Siklus Carnot menggambarkan efektivitas teoritis pada sebuah siklus termodinamika. Proses siklus ideal mesin *stirling* :

A. Proses 1-2 : kompresi *isothermal*

Dengan efisiensi yang baik, piston di silinder panas menghasilkan kerja pada fluida dan mengkompresinya secara isothermal pada temperatur dingin, sementara juga melepas kalor ke lingkungan. Pada saat yang sama, karena tekanan fluida kerja rendah, diperlukan kerja yang lebih besar untuk melakukan kompresi daripada yang dihasilkan pada proses ekspansi.

B. Proses 2-3 : kompresi *isokhoric*

Torak memindahkan udara kerja melalui regenerator secara isokhorik menuju silinder panas. Panas diserap oleh fluida kerja saat gas melewati regenerator, menyebabkan kenaikan suhu fluida kerja saat memasuki ruang panas.

C. Proses 3-4 : Ekspansi *Isothermal*

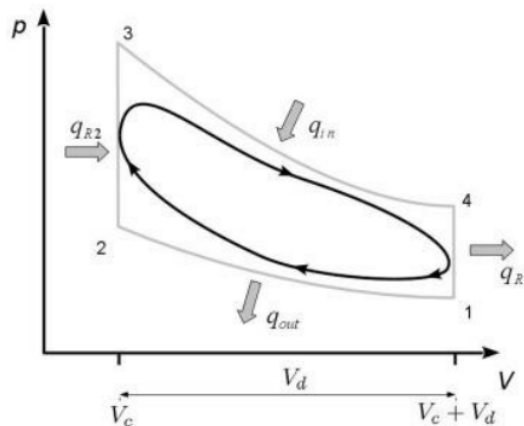
Udara yang berada dalam *high pressure* menahan panas dari wilayah panas dan mengalami ekspansi secara isothermal, sehingga menghasilkan kerja padotorak.

D. Proses 4-1 : Ekspansi *Isokhoric*

Torak yang mengalami ledakan mengalihkan udara kerja secara isokhorik melalui regenerator kebagian dingin (ruang dingin) mesin. Saat udara kerja melintasi regenerator, panas diserap oleh fluida tersebut, sehingga mengakibatkan penurunan suhu fluida kerja saat menuju silinder dingin.

2.2.4 Siklus Aktual Mesin Stirling

Gambar 2.5 menunjukkan siklus aktual dari mesin Stirling. Dapat dilihat bahwa terdapat proses 2-3 dan 4-1, yang berbeda dengan perkiraan pada siklus ideal. Faktor yang menyebabkan ketidaksempurnaan adalah penggunaan regenerator pada mesin Stirling; inklusi regenerator meningkatkan gesekan pada aliran fluida kerja.



Gambar 2.2 Siklus Aktual Mesin Stirling

Faktor lain adalah bahwa tidak semua fluida kerja terlibat dalam siklusnya, seperti yang terjadi pada volume yang tersisa. Martini (2004) menyatakan bahwa ada keterkaitan linear antara persentase volume tersisa didalam sistem dengan penurunan kerja setiap siklus. Dengan hal

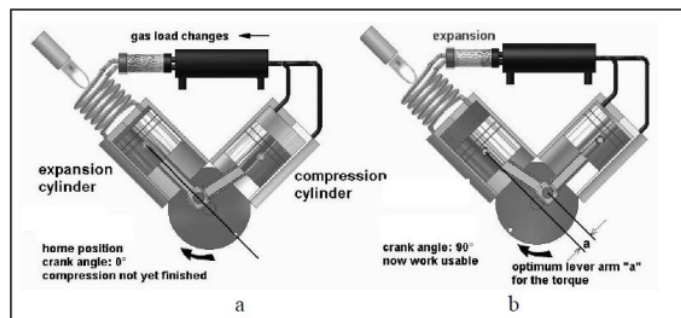
itu, jika sebuah mesin stirling mempunyai 20% volume sisa, maka kerja *output* akan 80% dari kerja apabila tidak ada volume sisa. Pada kenyataannya, volume sisa akan selalu ada, karena adanya regenerator, *clearances*, pipa saluran, yang diperlukan untuk meningkatkan pertukaran kalor pada sistem sebenarnya. Meskipun begitu, siklus stirling yang ideal dapat dianalisis menggunakan prinsip-prinsip termodinamika, analisis tersebut sebagai perkiraan dari mesin stirling sebenarnya.

2.2.5 Jenis-jenis Mesin Stirling

Mesin stirling dibedakan menjadi 3 jenis, yaitu sebagai berikut.

A. Mesin Stirling Tipe Alpha

Mesin *Stirling* dengan type alpha menggunakan *double* piston yang beroperasi didalam dua silinder yang terpisah, yang dimana satu berada dalam silinder dingin dan yang lainnya dalam silinder panas. Mesin Stirling ini merupakan mesin dari dua silinder yang ditempatkan dengan sudut diantara keduanya, yaitu ruang panas (ekspansi) dan ruang dingin (kompresi). Dikaarenakan gerkannya membentuk sudut 90°, mesin Stirling type alpha ini sering dikatakan sebagai *alpha stirling* V-engine. Pada ilustrasi di bawah, silinder panas terletak di sisi kiri, dipanaskan oleh api dari pembakar. Sementara itu, silinder dingin terlihat di sisi kanan dalam gambar, dengan regenerator terletak di antara dua pipa generator, yang berfungsi untuk meningkatkan efisiensi.



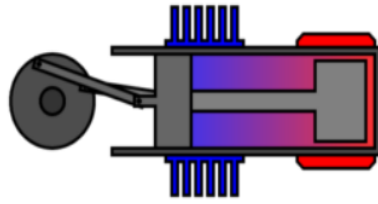
2 Gambar 2.3 Mesin Stirling Tipe Alpha

Pada gambar 2.3 (a) titik mati atas (TMA) dilakukan oleh piston yang berada pada silinder panas, karena roda gila (*flywheel*) memberikan gaya awalan sebagai momentum awal pada sistem yang bergerak awal sepanjang 90° , maka piston pada silinder panas bergerak menuju TMB dan udara piston pada silinder dingin bergerak menuju TMA yang ditunjukkan pada gambar 2.3 (b). Udara yang berada pada silinder dingin mengalir menuju regenerator, dan udara pada regenerator mengalir menuju pipa silinder yang dipanaskan sehingga menghasilkan udara panas.

Kemudian ketika roda gila (*flywheel*) bergerak sejauh 180° piston pada silinder panas bergerak kembali menuju TMA yang mendorong udara panas menuju silinder dingin, sehingga timbul aliran dari suhu tinggi menuju suhu yang rendah. Hal ini diharapkan terjadi siklus yang berulang dengan adanya bantuan gaya awalan atau momentum roda gila (*flywheel*) dan terjadi perpindahan suhu secara terus menerus dari silinder panas menuju silinder dingin karena perbedaan temperatur yang dimaksimalkan oleh regenerator.

B. Mesin Stirling (*Stirling Engine*) Tipe Beta

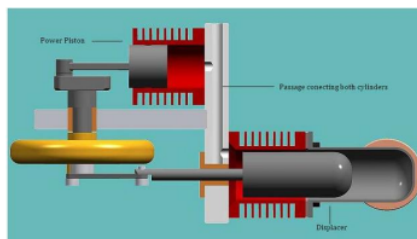
Mesin Stirling tipe beta terdapat torak tunggal yang berfungsi dalam satu ruang yang sama dengan piston displacer, keduanya terletak pada poros yang sama. Silinder piston displacer yang longgar digunakan untuk mengalirkan gas panas dari silinder panas ke silinder dingin. Saat silinder dipanaskan, gas memberikan dorongan pada piston. Ketika piston didorong ke daerah dingin (titik terendah), mesin mendapatkan momentum, yang kemudian diperkuat dengan *flywheel*. Berbeda dengan tipe alpha, tipe beta tidak berdampak isolator (seperti pipa pemisah pada jenis alpha) menjadi panas.



Gambar 2.4 Mesin Stirling Tipe Beta

C. Mesin Stirling Tipe Gama

Mesin Stirling tipe gamma merupakan varian dari mesin Stirling beta, di mana piston power dipasang di dalam silinder terpisah, bersebelahan dengan silinder piston displacer, namun masih terhubung dengan flywheel. Gas dalam kedua silinder dapat mengalir secara bebas karena keduanya berada dalam satu kesatuan. Mesin ini memiliki rasio kompresi yang lebih rendah, tetapi memiliki mekanisme yang sederhana dan sering digunakan dalam mesin Stirling multisilinder.



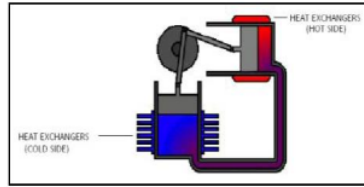
Gambar 2.5 Mesin Stirling Tipe Gama

2.2.6 Bagian-Bagian Utama Mesin Stirling

Bagian-bagian utama pada mesin stirling yaitu sebagai berikut.

A. *Heat Exchanger*

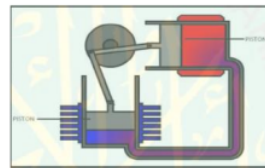
Heat Exchanger adalah suatu komponen pada mesin yang berfungsi sebagai penukar panas dari suatu medium ke medium yang lainnya untuk menjaga konsistensi suhu panas dan dingin yang berada pada silinder mesin.



Gambar 2.6 *Heat Exchanger* (Walker and Khan, 1965)

B. Piston

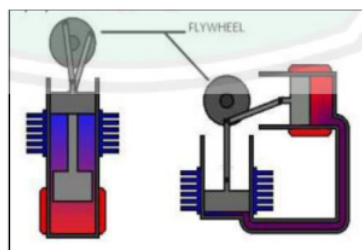
Piston merupakan komponen yang bisa bergerak dari pada satu titik mati atas ke titik mati bawah untuk mencapai suatu kerja tertentu.



Gambar 2.7 Piston (Walker and Khan, 1965)

C. Flywheel

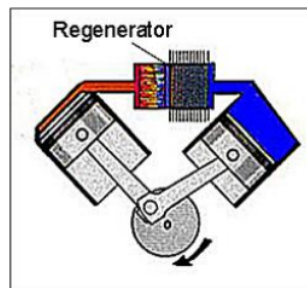
Flywheel adalah suatu massa inersia yang menggabungkan torak dan displacer (jika ada). Seperti yang kita ketahui, hanya ada satu gaya yang beroperasi, dan saat bergerak flywheel mengumpulkan energi yang kemudian menjadi energi kinetik rotasi, menyebabkan peningkatan kecepatan flywheel. Ketika semua energi kinetik flywheel telah digunakan, kecepatannya akan mulai menurun. Karena itu, flywheel mengurangi variasi kecepatan mesin dan juga menyediakan daya untuk gerakan lainnya.



Gambar 2.8 *Flywheel* (Walker G, 1965)

D. Regenerator

Meskipun siklus teoritis sebuah mesin Stirling dapat beroperasi tanpa regenerator, namun penting untuk memperhatikan efisiensi mesin Stirling. Saat udara berpindah dari silinder dingin ke silinder panas, proses pemanasan dari awal harus dialami oleh udara sebelum ekspansi kembali untuk menghasilkan kerja. Demikian pula, fluida yang mengalir ke ruang dingin mengalami fenomena pendinginan dari suhu yang tinggi sebelum mengalami kompresi. Namun, jika udara yang mengalir ke ruang panas dapat dipanaskan sebelumnya (*pre-heating*) dan fluida yang bergerak ke silinder dingin dapat didinginkan sebelumnya (*pre-cooling*), kemudian efisiensi mesin bisa ditingkatkan.



Gambar 2.9 Regenerator

Dalam motor Stirling tipe alpha, regenerator dapat diimplementasikan sebagai pipa yang ditempatkan di antara silinder panas dan silinder dingin, dengan wire mesh di dalamnya. Ketika udara mengalir dari silinder panas melalui regenerator, udara tersebut menyerap panas dan menyimpannya di wire mesh. Meskipun udara tidak menjadi dingin seperti yang diharapkan, namun energi panas tetap disimpan di wire mesh. Saat udara kembali ke silinder panas, piston di silinder dingin mendorongnya (pada mesin Stirling tipe alpha), sehingga udara yang sebelumnya telah didinginkan menyerap kembali energi panas yang tersimpan di wire mesh, menciptakan efek *pre-heating*.

Dari penjelasan sebelumnya, dapat disimpulkan bahwa jumlah panas yang dibutuhkan dari sumber panas tidak perlu sebanyak pada tahap pemanasan awal. Hal ini dapat meningkatkan efisiensi mesin. Oleh karena itu, penting untuk memilih material untuk pengisi regenerator, seperti wire-mesh dengan material yang memiliki thermal capacitance yang cukup besar.

2.3 Teori Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah suatu proses berpindahnya energi kalor dari suatu daerah yang bertemperatur tinggi ke daerah bertemperatur rendah, hingga dicapai kesetimbangan termal. Ada tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

2.3.1 Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah proses perpindahan panas dari daerah bertemperatur tinggi ke daerah bertemperatur rendah melalui zat perantara (padat, cair, atau gas)

Laju perpindahan panas dalam konduksi berkaitan langsung pada perbandingan suhu, yang sama dengan perhitungan Dasar Konduksi.:

$$q_k = kA \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.1)$$

Ket :

q = Laju Perpindahan Kalor (kj / det,W)

k = Konduktifitas Termal/Kalor (W/m.°C)

A = Luas Penampang/Area (m²)

dT = Perbedaan/ delta Temperatur (°C, °F)

dX = Perbedaan/delta Jarak (m / det)

ΔT = Perubahan/ delta Suhu (°C, °F)

dT/dx = gradient temperatur kearah perpindahan kalor.

Konstanta atau nilai positif "k" dikenal sebagai konduktivitas atau konduktans termal dari suatu benda, sedangkan tanda minus digunakan untuk mematuhi hukum kedua termodinamika, yang menyatakan bahwa

panas akan mengalir dari tempat yang lebih tinggi ke tempat yang lebih rendah dalam skala suhu. (J.P. Holman, hal: 2)

Hukum dasar pada aliran panas atau kalor melalui konduksi melibatkan perbandingan antara laju aliran panas melalui permukaan isothermal dan gradien suhu di atas permukaan tersebut pada setiap titik dalam suatu benda selama periode waktu tertentu, yang dikenal sebagai hukum Fourier. Dalam penerapan Hukum Fourier (Persamaan 2.1) pada suatu dinding datar, hasil integrasi dari persamaan tersebut akan menghasilkan:

$$qk = -\frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (2.2)$$

(J.P. Holman, hal: 26)

Pada persamaan 2.1 dan 2.2, Laju perpindahan panas terjadi di akibatkan oleh nilai konduktivitas thermal (K) suatu ma. selanjutnya adalah nilai konduktivitas thermal untuk jenis-jenis bahan pada suhu 0°C. (Giancoli,2001)

Tabel 2.1 Konduktivitas Termal

Zat	Konduktivitas Termal, <i>k</i>	
	kkal/s.m.°C	J/s.m.°C
Perak	10 x 10 ⁻²	420
Tembaga	9,2 x 10 ⁻²	380
Aluminium	5,0 x 10 ⁻²	200
Baja	1,1 x 10 ⁻²	40
Es	5 x 10 ⁻⁴	2
Gelas (biasa)	2,0 x 10 ⁻⁴	0,84
Batu bata dan beton	2,0 x 10 ⁻⁴	0,84
Air	1,4 x 10 ⁻⁴	0,56
Jaringan tubuh manusia (tidak termasuk darah)	0,5 x 10 ⁻⁴	0,2
Kayu	0,2 - 0,4 x 10 ⁻⁴	0,08-0,16
Isolator fiberglass	0,12 x 10 ⁻⁴	0,048
Gabus dan serat kaca	0,1 x 10 ⁻⁴	0,042
Bulu angsa	0,06 x 10 ⁻⁴	0,025
Busa polyurethane	0,06 x 10 ⁻⁴	0,024
Udara	0,055 x 10 ⁻⁴	0,023

2.3.2 Konveksi

Konveksi merupakan suatu kejadian perpindahan panas dengan menyertakan Bergeraknya suatu molekul pada satu titik terhadap titik lainnya (Giancoli, 2001). Hukum pendinginan Newton dapat digunakan untuk menyatakan laju perpindahan panas, yang dirumuskan sebagai berikut (Koestoer, 2002) :

$$Q_{conv} = h \cdot A_s (T_s - T_{\infty}) \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana : h = koefisien perpindahan panas konveksi (W/m².C)

A_s = luas permukaan perpindahan panas (m²)

T_s = temperatur permukaan (°C)

T_{∞} = temperatur lingkungan (°C)

Terdapat dua mekanisme perpindahan kalor secara konveksi ini, adalah:

1. Konveksi Alami (Natural Convection)

Konveksi alamiah yaitu perpindahan kalor konveksi yang terjadi karena pergerakan molekul yang disebabkan karena perbedaan massa jenis dari suatu fluida.

2. Konveksi Paksa (Forced Convection)

Konveksi paksa adalah proses perpindahan panas konvektif yang dipicu oleh gaya eksternal yang menyebabkan pergerakan molekul dalam fluida tertentu. Perbedaan suhu antara permukaan spesimen dan aliran udara menghasilkan variasi temperatur dari T_s pada $T_s = 0$ hingga w pada aliran yang paling luar. Daerah ini dikenal sebagai lapisan batas termal. (Cengel, 2002).

2.3.3 Radiasi

Radiasi adalah proses transfer panas yang tidak melibatkan perantara material. Biasanya terjadi melalui gelombang elektromagnetik atau kumpulan energi (foton) yang dapat menyebar hingga jarak yang sangat jauh tanpa memerlukan interaksi langsung dengan medium. Selain itu, jumlah energi yang dipancarkan berkaitan secara langsung dengan

suhu benda tersebut. Perbedaan tersebutlah yang memisahkan perpindahan panas melalui radiasi dari konduksi dan konveksi. (koester, 2002).

Sebagian besar energi yang terdapat dalam konstanta surya tidak mencapai langsung permukaan bumi, karena ada penyerapan yang signifikan oleh karbondioksida dan uap air di atmosfer. Radiasi surya yang mencapai permukaan bumi juga dipengaruhi oleh konsentrasi debu dan polutan lainnya di atmosfer. Energi surya maksimum akan mencapai permukaan bumi ketika sinar matahari tersebut langsung mengenai permukaan tanah karena:

- a. Terdapat bidang pandang yang lebih luas terhadap fluks surya yang datang.
- b. Sinar ultraviolet memiliki jarak tempuh yang lebih singkat di atmosfer, sehingga mengalami absorpsi lebih sedikit dari pada sudut timpunya miring terhadap normal (Holman, 1994).

$$c = \lambda v \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana : c = kecepatan cahaya (m/s)
 λ = panjang gelombang (m)
 v = frekuensi (Hz)

Radiasi thermal merupakan suatu proses perpindahan panas yang melibatkan energi dalam bentuk paket-paket yang disebut foton atau kuantum. Menurut postulat Planck, setiap kuantum membawa sebuah energi tertentu. (Koester, 2002).

$$h = 6,625 \times 10^{-34} \text{ J} \dots\dots\dots (2.5)$$

Setiap kuantum dapat dipandang sebagai entitas partikel yang membawa energi, massa, dan momentum, sebagaimana halnya dengan partikel-partikel gas. Oleh karena itu, pada dasarnya, radiasi dapat

dijelaskan sebagai "gas foton" yang berpindah dari satu lokasi ke lokasi lainnya. Dengan menggunakan keterkaitan relatif antara massa dan energi, kita dapat menurunkan suatu persamaan yang menggambarkan massa dan energi dari partikel tersebut. (Koester, 2002).

$$E = m.c^2 = h.v \dots\dots\dots(2.6)$$

$$m = h.v / c^2 \dots\dots\dots(2.7)$$

$$\text{momentum} = c (hv/c^2) = hv/c \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana : h = konstanta planck

c = kecepatan cahaya

Penyebab yang memengaruhi diterimanya cahaya matahari ke bumi diantaranya adalah (Ardiani, 2005) :

1. Sudut datang sinar ultraviolet, sinar yang datang tegak lurus memberikan energi sinar yang lebih besar dibandingkan dengan yang datangnya condong, karena sinar datang tegak lurus akan menyinari area yang lebih sempit dibandingkan sinar yang condong.
2. Lamanya hari bergantung pada musim dan letak lintang suatu tempat.
3. Kejernihan atmosfer memberikan energi radiasi yang sangat kuat, semakin banyak zat penyerap sinar di atmosfer energi radiasi semakin turun.

Radiasi matahari yang menuju permukaan bumi dikenal sebagai insolation (incoming solar radiation) dan terdiri dari dua jenis, yaitu radiasi secara langsung (direct radiation) dan radiasi tersebar (diffuse radiation). Dari semua jenis radiasi tersebut, hanya Radiasi Aktif Fotosintesis (PAR) yang dapat dimanfaatkan oleh tumbuhan. Intensitas radiasi PAR hampir setara dengan radiasi sinar terlihat. Total energi radiasi yang mencapai lapisan atmosfer selama waktu satu tahun dikenal sebagai konstanta surya (solar constant) dan mencapai sekitar 1.360 W/m (Usmadi, 2006).

2.4 Generator

Generator berfungsi sebagai perangkat yang mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. Prinsip operasinya didasarkan pada teori medan elektromagnetik. Poros generator menggunakan material ferromagnetik permanen dan dikelilingi oleh stator yang terdiri dari kumparan kawat membentuk loop. Saat poros generator berputar, perubahan fluks magnetik di sekitar stator menyebabkan terjadinya perubahan tegangan dan arus listrik tertentu.

Tegangan atau arus listrik yang dihasilkan dialirkan melalui sistem jaringan kabel listrik. Berdasarkan arus yang dihasilkan, generator dapat dibedakan menjadi dua jenis, yakni generator AC (arus bolak-balik) dan generator DC (arus searah). Generator AC atau alternator menggunakan prinsip induksi elektromagnetik yang serupa dengan generator DC. Arus bolak-balik dapat dihasilkan melalui lilitan kumparan pada medan magnet atau melalui rotasi medan magnet pada lilitan stasioner (stator yang seimbang atau tidak berubah). Besarnya tegangan tergantung pada jumlah lilitan pada kumparan, kekuatan medan magnet, dan kecepatan rotasi lilitan atau medan magnet.. (Zuhal,1998).

2.4.1 Generator Arus Bolak-Balik (AC)

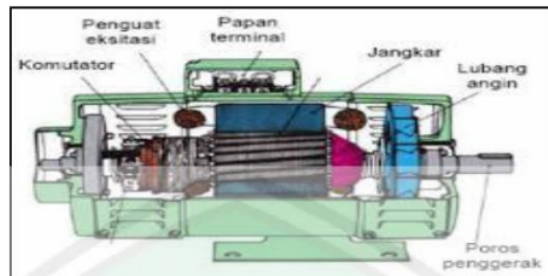
Secara magnetik, generator AC mengubah energi listrik yang dihasilkan dari energi mekanik melalui prinsip induksi elektromagnetik. Proses ini melibatkan pembentukan medan magnet oleh arus yang mengalir melalui konduktor, yang kemudian menghasilkan elektromagnetisme pada konduktor tersebut dengan mengubah medan magnet. Induksi elektromagnetik terjadi ketika konduktor berada dalam medan magnet. Arus bolak-balik adalah arus listrik yang mengalami perubahan periodik dalam besaran dan arahnya, berbeda dengan arus searah yang arahnya tetap konstan seiring waktu. Penggunaan gelombang sinusoidal dipilih karena memungkinkan transfer energi yang paling efisien. Salah satu karakteristik penting dari daya yang dihasilkan

oleh generator AC merupakan nilai faktor daya, yang merupakan rasio antara daya aktif (dalam watt) dengan daya semu atau total (dalam VA), atau kosinus sudut antara daya aktif dan daya semu atau total.. (Zuhul, 1998).

2.4.2 Generator Arus Searah (DC)

Sebagai perangkat mesin listrik yang dinamis, generator arus searah mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Generator DC, dalam fungsi utamanya, menghasilkan arus searah atau arus DC. Pembagian jenis generator DC didasarkan pada konfigurasi belitan magnet atau metode peningkatan eksitasi pada jungkar, yaitu (Zuhul, 1998) :

1. Generator penguat terpisah
2. Generator *shunt*
3. Generator kompon



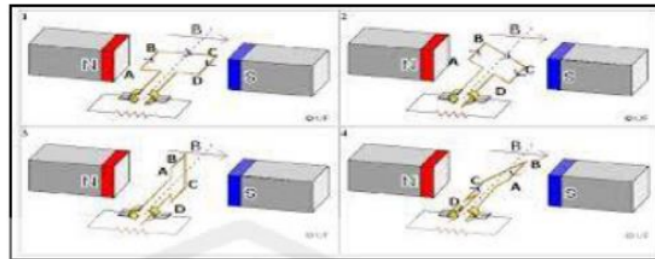
Gambar 2.10 Kontruksi Generator DC (Zuhul, 1998)

Generator DC memiliki dua bagian utama, yakni stator yang tetap dan rotor yang berputar. Stator meliputi kerangka atau struktur motor, kumparan belitan stator, sikat arang, bantalan, dan kotak terminal. Di sisi lain, rotor terdiri dari komutator, kumparan belitan rotor, kipas rotor, dan juga poros rotor.

Syarat untuk dibangkitkan oleh GGL adalah :

1. Adanya konduktor (hantaran kawat)
2. Adanya medan magnetik

3. Adanya gerak atau perputaran dari konduktor dalam medan, atau ada fluksi yang merubah dan memotong konduktor itu.



Gambar 2.11 Prinsip Kerja Generator DC (Zuhal, 1998)

Meskipun tujuannya adalah menghasilkan tegangan searah dari tegangan bolak-balik, pada kumparan jangkar terlihat bahwa tegangan yang dihasilkan memiliki karakteristik bolak-balik. Bentuk gelombang yang berfluktuasi tersebut perlu disearahkan agar tegangan menjadi searah. Untuk mengubah arus bolak-balik menjadi arus searah, saklar, komutator, dan dioda digunakan. (Zuhal, 1998).

2.5 Persamaan Dalam Mendesain Elemen Mesin

Pada penelitian ini elemen-elemen mesin pada mesin stirling yang dirancang menggunakan referensi dari buku “*Elemen Mesin 1*” dan “*Elemen Mesin 2*”, karya Dhimas Satria. Persamaan-persamaan elemen mesin yang digunakan dalam merancang mesin stirling ini adalah sebagai berikut.

2.5.1 Poros

Poros transmisi (*transmission shaft*) atau sering hanya disebut poros (*shaft*) digunakan untuk mentransmisikan putaran, daya, dan torsi dari satu lokasi ke lokasi yang lain. Komponen mesin yang sering digunakan bersamaan dengan poros adalah roda gigi, *pulley* dan *sprocket*. Transmisi torsi diantara poros dilakukan dengan pasangan roda gigi, sabuk atau rantai. Poros dapat menjadi satu dengan *driver*, seperti poros motor dan *engine crankshaft*. Bisa juga dari poros bebas yang

dihubungkan ke poros lainnya dengan kopling. Bantalan digunakan sebagai dudukan poros.

a. Poros dengan beban torsi murni

1. Poros bulat (pejal)

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{r} \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana : T = torsi (Nm)

J = momen inersia polar (m⁴)

τ = tegangan geser ijin torsional (N/m²)

r = jari-jari poros (m) = d/2

$$J = \frac{\pi}{32} d^4 \dots\dots\dots(2.10)$$

$$\frac{T}{\frac{\pi}{32} d^4} = \frac{\tau}{\frac{d}{2}} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau}} \dots\dots\dots(2.11)$$

syarat pemakaian rumus :

- Beban torsi murni
- Poros bulat, pejal, masif
- Beban lain tidak diperhitungkan
- Diameter poros yang dihasilkan merupakan diameter poros minimum, sehingga harus diambil yang lebih besar.

2. Poros berlubang

do : diameter luar

di : diameter dalam

$$J = \frac{\pi}{32} (do^4 - di^4) \dots\dots\dots(2.12)$$

Maka :

$$\frac{T}{\frac{\pi}{32}(do^4 - di^4)} = \frac{\tau}{\frac{do}{2}} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d_o^3 (1 - k^4) \dots\dots\dots(2.14)$$

k adalah faktor diameter (rasio) = $\frac{d_i}{d_o}$

b. Poros dengan beban lenturan murni

1. Poros bulat (pejal)

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana : M = momen lentur (Nm)

I = momen inersia (m⁴)

σ_b = tegangan lentur (N/m²)

y = jarak dari sumbu netral ke bagian terluar $y = \frac{d}{2}$

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \dots\dots\dots(2.16)$$

$$\frac{M}{\frac{\pi}{64} d^4} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}} \rightarrow M = \frac{\pi}{32} \sigma_b d^3 \dots\dots\dots(2.17)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi \sigma_b}} \dots\dots\dots(2.18)$$

2. Poros berlubang

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) \dots\dots\dots(2.19)$$

$$I = \frac{\pi}{64} d_o^4 (1 - k^4) \dots\dots\dots(2.20)$$

$$\frac{M}{\frac{\pi}{64} d_o^4 (1 - k^4)} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$M = \frac{\pi}{32} \sigma_b d_o^3 (1 - k^4) \dots\dots\dots(2.22)$$

5

c. Poros dengan beban kombinasi torsi dan lentur

Teori penting yang digunakan :

1. Teori *Guest* : teori tegangan geser maksimum; digunakan untuk material yang *ductile* (liat), misalnya *mild steel*.

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \tau^2} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$\sigma_b = \frac{32 M}{\pi d^3} \dots\dots\dots(2.24)$$

$$\tau = \frac{16 \tau}{\pi d^3} \dots\dots\dots(2.25)$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32 M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \tau}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} (\sqrt{M^2 + T^2}) \dots\dots\dots(2.26)$$

Catatan: $\sqrt{M^2 + T^2} = T_e$: torsi ekuivalen

$$T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3 \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 T_e}{\pi \tau}} \dots\dots\dots(2.27)$$

2. Teori *Rankine* : teori tegangan normal maksimum; digunakan untuk material yang *brittle* (getas), seperti *cast iron*.

$$\sigma_{b \max} = \frac{1}{2} \sigma_b + \sqrt{\left(\frac{1}{2} \sigma_b\right)^2 + \tau^2} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \right] \dots\dots\dots(2.28)$$

Jika: $\frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = M_e$

M_e = momen lentur ekuivalen

σ_b = tegangan lentur ijin bahan porous

$$M_e = \frac{\pi}{32} \sigma_b d^3 \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \sigma_b}} \dots\dots\dots(2.29)$$

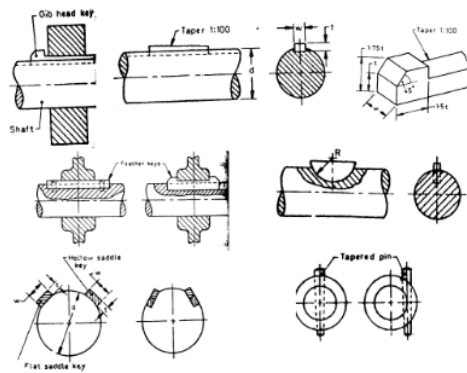
2.5.2 Pasak

Pasak atau *keys* merupakan elemen mesin yang digunakan untuk mengunci antara dua batang poros atau bisa juga digunakan untuk memasang roda gigi dan lain lain pada poros sehingga tidak terjadi slip atau gesekan pada poros.

Pemilihan jenis pasak tergantung pada besar kecilnya daya dan kestabilan komponen yang disambung.

Jenis-jenis pasak yang biasa digunakan:

1. Pasak benam segi empat (*rectangular sunk key*).
2. Pasak bujur sangkar (*square key*).
3. Pasak benam sejajar (*parallel sunk key*).
4. Pasak berkepala (*gib head key*).
5. Dan lain-lain.



Gambar 2.12 Jenis-Jenis Pasak (R.S. Khurmi,2005)

Hal-hal krusial yang harus diperhatikan untuk mendesain sebuah pasak adalah sebagai berikut :

1. Bahan pasak dipilih lebih lemah dari pada bahan poros atau bahan elemen mesin yang harus ditahan oleh pasak.
2. Gaya Tangensial yang bekerja :

$$T = F_t \times \frac{d}{2} \dots \dots \dots (2.30)$$

Dimana :

- T = Torsi (N-mm)
- Ft = Gaya Tangensial (N)
- d = Diameter Poros (mm)

3. Tegangan Geser yang timbul :

$$\tau = \frac{F_s}{A_s} \dots\dots\dots (2.31)$$

Dimana :

Fs = Gaya Geser (N)

As = Luas Bidang Geser yang Tergantung pada Jenis Pasak.

Misalnya Untuk : Pasak benam segi empat berikut :

b = Lebar (mm)

L = Panjang (mm)

As = b x L

Maka, $\tau = \frac{F_s}{A_s} = \frac{F_s}{b \times L} \dots\dots\dots (2.32)$

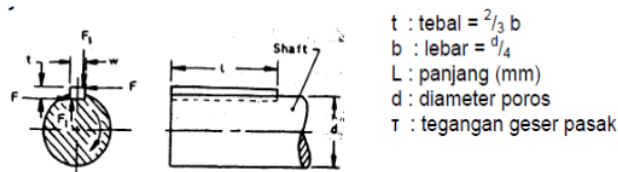
4. Jika Tegangan Geser bahan Pasak (τ) dan Angka Keamanan (SF),

Maka :

$$\bar{\tau} = \frac{\tau}{SF} \dots\dots\dots (2.33)$$

5. Untuk Keamanan : $\tau_{act} < \bar{\tau}$

a. Panjang Pasak



Gambar 2.13 Dimensi Pasak (R.S. Khurmi,2005)

1. Gaya Tangensial (F_t) = Gaya Geser (F_s)

$$F_t = L \times b \times \tau \dots\dots\dots(2.34)$$

Torsi yang di Transmisikan oleh Poros :

$$T = F_t \times \frac{d}{2} = L \times b \times \tau \times \frac{d}{2} \dots\dots\dots(2.35)$$

2. Gaya Tangensial akibat *Crushing* (Terjadi Kerusakan)

$\sigma_c = \text{Tegangan Crushing.}$

$$F_t = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c$$

$$T = F_t \times \frac{d}{2} = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2} \dots\dots\dots(2.36)$$

3. Torsi akibat Gaya Geser = Torsi akibat *Crushing*.

$$T = L \times b \times \tau \times \frac{d}{2} = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2} \dots\dots\dots(2.37)$$

$$\frac{b}{t} = \frac{\sigma_c}{2 \times \tau} \dots\dots\dots(2.38)$$

4. Torsi versus Tegangan Geser pada Pasak :

$$T = L \times b \times \tau_k \times \frac{d}{2} \dots\dots\dots(2.39)$$

Keterangan :

$$\tau_k = \text{Tegangan Geser bahan Pasak}$$

5. Torsi versus Torsional Shear Strength pada pasak.

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_s \times d^3 \dots\dots\dots(2.40)$$

Keterangan :

$$\tau_s = \text{Tegangan Geser Bahan Poros}$$

- a. Panjang Pasak , $L = 1,571 d \cdot \frac{\tau_s}{\tau_k}$

Keterangan : $\tau_s = \text{Bahan Poros}$

$$\tau_k = \text{Bahan Pasak}$$

Jika bahan pasak sama bahan poros atau $\tau_s = \tau_k = \tau$

$$\text{Maka, } L = \frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot b} = 1,571 \cdot d \quad (\text{untuk } b : \text{lebar} = d/4)$$

- b. Apabila hasil perhitungan lebar pasak terlalu kecil dan tidak ada tabel pasak yang tersedia, maka lebar pasak dihitung menggunakan rumus: $b = d/4$ mm, dengan d merupakan diameter poros dalam (mm). Dalam desain pasak, panjang pasak harus ditentukan berdasarkan tegangan geser (Shearing Stress) dan tegangan hancur (Crushing Stress) yang terjadi, kemudian diambil nilai panjang terbesar dari keduanya.

Tabel 2.2 Tabel Pasak Standar (R.S. Khurmi,2005)

Shaft diameter (mm) up to and including	Key Cross-Section		Shaft diameter (mm) up to and including	Key Cross-Section	
	Width (mm)	Thickness (mm)		Width (mm)	Thickness (mm)
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50

2.5.3 Belt dan Pulley

Sabuk (*belt*) digunakan untuk mengirimkan daya dari satu poros ke poros lainnya dengan menggunakan puli atau roda sabuk yang berputar pada poros dengan kecepatan yang sama atau berbeda.

Besarnya daya yang disalurkan atau ditransmisikan tergantung pada faktor berikut:

1. Kecepatan dari *belt*
2. Tarikan *belt* yang berada pada *pulley*
3. Luas kontak *belt* dan *pulley* terkecil
4. Kualitas *belt* yang digunakan.

jenis-jenis *belt* umumnya diklasifikasikan ke dalam tiga kelompok berikut:

1. Sabuk penggerak ringan (*light drives*): Digunakan untuk mentransmisikan daya yang lebih kecil pada kecepatan sabuk sampai 10 m/s, seperti yang digunakan pada mesin-mesin pertanian dan perkakas kecil.
2. Sabuk penggerak sedang (*medium drives*): Digunakan untuk mentransmisikan daya berukuran sedang pada kecepatan sabuk antara 10 m/s hingga 22 m/s, seperti yang ditemukan pada mesin perkakas.
3. Sabuk penggerak berat (*heavy drives*): Digunakan untuk mentransmisikan daya yang besar pada kecepatan sabuk di atas 22 m/s, seperti yang digunakan pada mesin kompresor dan generator.

Ada tiga jenis *belt* bila ditinjau dari segi bentuknya, yaitu :

1. *Flat belt* (sabuk belt datar), digunakan dengan daya yang disalurkan atau ditransmisikan berukuran sedang dari *pulley* satu ke *pulley* yang lainnya ketika jarak dua *pulley* adalah tidak lebih dari 8 meter.
2. *V-belt* (sabuk atau *belt* bentuk V), digunakan dengan daya yang disalurkan atau ditransmisikan berukuran besar dari *pulley* satu ke *pulley* yang lainnya, ketika jarak dua *pulley* adalah sangat dekat.
3. *Circular belt* atau *rope* (sabuk atau *belt* bulat/tali), digunakan dengan daya yang disalurkan atau ditransmisikan berukuran besar dari *pulley* satu ke *pulley* yang lainnya, ketika jarak dua *pulley* adalah melebihi dari 8 meter.

V-belt memiliki beberapa keuntungan dibandingkan *belt* yang lain, yaitu sebagai berikut :

1. Penggerak *V-belt* lebih kokoh akibat jarak yang pendek diantara pusat *pulley*.
2. Gerakan adalah pasti, karena slip antara *belt* dan alur *pulley* sangat kecil sehingga bisa diabaikan.
3. Karena sabuk *V-belt* dibuat tanpa menggunakan ujung dan tidak ada gangguan sambungan, oleh karena itu pergerakan menjadi halus.
4. Memiliki *lifetime* yang lebih lama, yaitu 3 sampai 5 tahun.
5. Lebih mudah untuk dipasang dan dibongkar.
6. Sabuk atau *Belt* memiliki kemampuan untuk melindungi beban *shock* atau kejutan ketika mesin di-*start*.
7. Memiliki rasio kecepatan yang tinggi (maksimum 10).
8. Aksi desak *belt* dalam alur memberikan nilai rasio tarikan yang tinggi. Oleh karena itu, daya yang ditransmisikan oleh *V-belt* lebih besar dari pada *flat belt* untuk koefisien gesek, sudut kontak dan tarikan yang sama dalam *belt*.
9. Sabuk *V-belt* dapat dioperasikan atau digunakan dalam berbagai arah, dengan sisi *tight belt* berada pada bagian atas atau bawah. Posisi garis pusat bisa horizontal, vertikal atau miring.

Selain mempunyai kelebihan seperti yang telah diuraikan diatas, *V-belt* juga mempunyai kekurangan, yaitu sebagai berikut :

1. *V-belt* tidak bisa digunakan untuk jarak pusat panjang, karena berat per unit panjang yang besar.
2. Konstruksi *pulley* untuk *V-belt* lebih rumit dari pada *pulley flat belt*.
3. Karena sabuk *V-belt* mendapat sejumlah *creep* tertentu, oleh karena itu tidak cocok untuk penerapan kecepatan konstan.
4. Umur *belt* sangat dipengaruhi oleh perubahan temperatur, tarikan *belt* yang tidak tepat dan panjang *belt* yang tidak seimbang.
5. Tarikan sentrifugal untuk mencegah penggunaan *V-belt* pada kecepatan di bawah 5 m/s dan di atas 50 m/s.

Koefisien gesek sabuk *belt* dan *pulley* tergantung pada sebuah material *belt*, material *pulley*, slip dari *belt*, dan kecepatan *belt*. Dengan mengikuti persamaan berikut :

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152,6+v} \dots\dots\dots(2.41)$$

Dimana : v = kecepatan *belt* (m/menit)

Karena panjang *belt* yang melalui *pulley driver* dalam satu menit sama dengan panjang *belt* yang melalui *pulley driven* dalam satu menit, maka rasio kecepatan adalah :

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} \dots\dots\dots(2.42)$$

Pergerakan *belt* dan *pulley* diasumsikan memiliki tegangan dengan gesekan yang kuat antara *belt* dan *pulley*. Namun, dalam beberapa kasus, gesekan menjadi lemah, menyebabkan tergelincir, yang umumnya diungkapkan sebagai persentase. Gugupan tersebut akan mengurangi rasio kecepatan sistem.

- a. Kecepatan *belt* melewati *pulley driver* per detik adalah :

$$v = \frac{\pi d_1 N_1}{60} \left(1 - \frac{s_1}{100}\right) \dots\dots\dots(2.43)$$

6
b. Kecepatan *belt* melewati *pulley driven* per detik adalah :

$$\frac{\pi d_2 N_2}{60} = v \left(1 - \frac{s_2}{100}\right) \dots\dots\dots(2.44)$$

c. Torsi pada *pulley driven*

$$Torsi = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n^2} \dots\dots\dots(2.45)$$

d. Mencari nilai T1 dan T2

$$(T1 - T2) r2 = Torsi \dots\dots\dots(2.46)$$

$$\sin \alpha = \frac{r1-r2}{x} \dots\dots\dots(2.47)$$

$$\theta = (180 - 2\alpha) \dots\dots\dots(2.48)$$

$$2,3 \log \left[\frac{T1}{T2}\right] = \mu \cdot \theta \cdot \operatorname{cosec} \beta \dots\dots\dots(2.49)$$

e. Tegangan maksimum *belt*

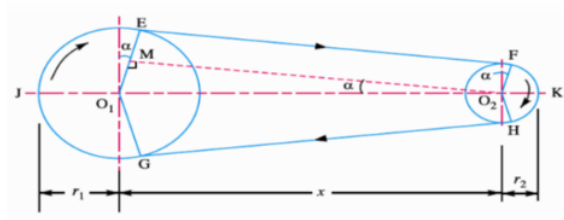
$$\sigma = \frac{T1}{b \cdot t} \dots\dots\dots(2.50)$$

Dimana : b = lebar *belt* (m)

t = tebal *belt* (m)

f. Panjang *belt*

$$L = \pi(r1 + r2) + 2x + \frac{(r1-r2)^2}{x} \dots\dots\dots(2.51)$$



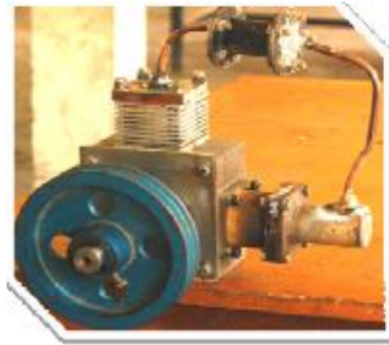
Gambar 2.14 Skematik Pulley dan Belt

2.6 Uraian Produk Pesaing

Berdasarkan tinjauan pustaka di atas, produk pesaing digunakan untuk perbandingan dengan produk yang sudah ada, yang nantinya akan dijadikan pembandingan dengan produk yang akan dibuat, berguna untuk melihat kekurangan dan kelebihan dari produk yang akan dibuat. Terdapat 3 produk pesaing, yaitu :

a. Mesin Stirling Karya Anggit Yulianto M (Produk Pesaing 1)

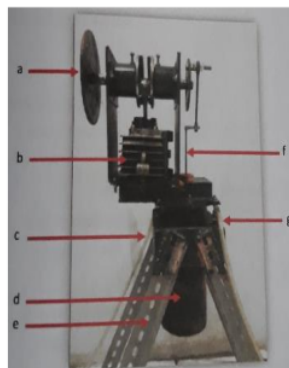
Mesin stirling ini adalah tipe *alpha*, dengan pemanas menggunakan *burner* berbahan bakar *kerosene*. Dan pendinginan menggunakan sirip-sirip pada silinder dinginnya. Metode analisis menggunakan teori *Schmidt*. Mesin ini pada awalnya dirancang menggunakan sumber panas matahari menggunakan *parabolic mirror*, namun temperatur dari pemfokusan sinar matahari tidak sesuai dalam perancangan termodinamika. Sehingga, pemanas diganti menggunakan *burner* dengan bahan bakar LPG dan *kerosene*. Mesin ini memiliki perbedaan temperatur panas dan dingin sebesar 300°C (temperatur panas 350°C dan temperatur dingin 50°C). Dengan menggunakan piston berdiameter 51 mm dan panjang langkah 54 mm. Mesin ini mampu menghasilkan daya 85,49 Watt pada putaran mesin 800 rpm. Saran dari penelitian ini adalah diharapkan pada perancang selanjutnya menganalisa menggunakan teori-teori lain, karena teori *Schmidt* masih banyak pengembangannya. Dan agar lebih diperhatikan dalam merancang komponen regenerator.



Gambar 2.15 Produk Pesaing Pertama (Anggit Yuliantono M, 2010)

b. Mesin Stirling Karya Ahmad Rafe'i (Produk Pesaing 2)

Mesin Stirling ini adalah tipe gamma, dengan pemanas menggunakan kompor gas dan kolektor surya, dengan pendingin menggunakan sirip-sirip. Metode analisis menggunakan teori *Schmidt*. Mesin ini memiliki perbedaan temperatur panas dan dingin sebesar 120°C (temperatur panas 160°C dan temperatur dingin 40°C). Mesin ini mampu menghasilkan putaran maksimum 93,16 rpm, torsi $76,56 \times 10^{-2}$ Nm dan daya 7,46 Watt pada saat pemanasan menggunakan kompor gas, dan mampu menghasilkan putaran maksimum 60,35 rpm dan daya 4,83 Watt saat pemanasan menggunakan kolektor surya.



Gambar 2.16 Produk Pesaing Kedua (Ahmad Rafe'i, 2015)

c. Mesin Stirling Karya Syafriyudin dan Kawan-kawan (Produk Pesaing 3)

Mesin stirling ini merupakan tipe gamma, dengan pemanasan menggunakan panas matahari. Tetapi tidak terdapat sirip-sirip pada mesin ini, sehingga proses pendinginan kurang efektif dibandingkan produk pesaing 1 dan 2. Mesin ini mampu menghasilkan putaran maksimum 482 rpm pada temperatur 86,9°C untuk kondisi pengujian tanpa pembebanan, dan menghasilkan putaran mesin 238 rpm pada temperatur 162°C untuk kondisi pengujian dengan pembebanan generator. Sehingga, menghasilkan tegangan sebesar 15,7 volt DC.



Gambar 2.17 Produk Pesaing Ketiga (Syafriyudin, 2013)

2.7 Pendekatan Termodinamika Mesin Stirling

Pada perancangan prototype mesin Stirling, langkah pertama melibatkan tahapan perancangan yang mencakup perhitungan termodinamika. Perhitungan ini menjadi dasar untuk merancang elemen-elemen mesin, memilih material, dan menentukan dimensi dari prototype mesin Stirling tersebut.

Salah satu metode yang sering digunakan dalam pemodelan termodinamika mesin Stirling adalah teori Schmidt. Banyak studi yang telah dilakukan untuk mengembangkan teori ini, termasuk penelitian yang dilakukan oleh Urieli, seorang ilmuwan dari Israel. Dalam konteks penelitian ini, digunakan versi teori Schmidt yang diperkenalkan oleh Koichi Hirata, seorang ilmuwan Jepang. Teori Schmidt, juga dikenal sebagai Schmidt Theory, adalah pendekatan perhitungan isothermal untuk mesin Stirling. Metode ini dianggap sebagai salah satu pendekatan yang paling sederhana dan bermanfaat dalam

pengembangan mesin Stirling, karena berfokus pada ekspansi isothermal dan kompresi gas ideal (Hirata, 1995).

2.7.1 Teori Schmidt

Kinerja mesin dapat dievaluasi dengan menghitung dari diagram P-V. Volume yang terlibat dalam mesin juga bisa dihitung berdasarkan geometri internalnya. Jika volume dan massa fluida kerja telah ditentukan, maka tekanan dapat dihitung menggunakan prinsip gas ideal seperti yang tertera dalam persamaan di bawah ini.

$$PV = mRT \dots\dots\dots(2.52)$$

Dimana : P = Tekanan (Pa)

V = Volume (m³)

m = Massa gas (Kg)

R = Konstanta Gas Ideal (286,9 J/Kg.K)

T = Suhu/ Temperatur (K)

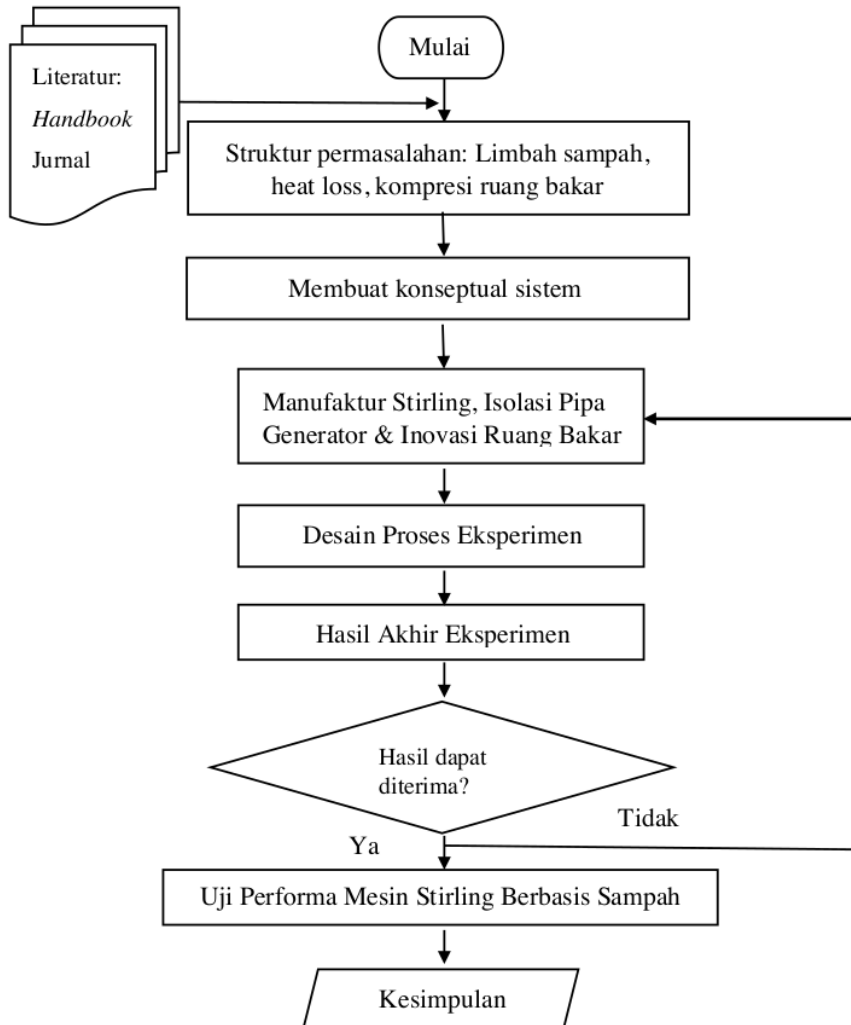
Parameter-parameter pada sebuah motor stirling dapat dihitung dengan menggunakan asumsi-asumsi sebagai berikut :

- a. Tidak ada *pressure loss* pada *heat exchangers* dan tidak ada perbedaan *internal pressure*.
- b. Pada proses ekspansi dan proses kompresi berlangsung secara *isothermal*.
- c. Kondisi fluida kerja adalah udara sebagai gas ideal.
- d. Terjadi regenerasi sempurna.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Adapun diagram alir pada penelitian ini adalah sebagai berikut:



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Metode *Quality Function Deployment* (QFD)

Cohen (1995) mendefinisikan *Quality Function Deployment* adalah metode terstruktur yang digunakan dalam proses perencanaan dan pengembangan produk untuk menentukan spesifikasi dari kebutuhan atau keinginan konsumen, serta mengevaluasi secara sistematis kapabilitas suatu produk atau jasa dalam memenuhi kebutuhan dan keinginan konsumen. Tujuan dari QFD (*Quality Function Deployment*) tidak hanya untuk memenuhi sebanyak mungkin harapan konsumen, tetapi juga berusaha melampaui harapan-harapan pelanggan sebagai cara untuk berkompetensi dengan saingannya.

Implementasi QFD (*Quality Function Deployment*) terdiri dari tiga tahapan, yaitu dimana semua kegiatan yang dilakukan pada masing-masing tahapan dapat diaplikasikan atau diterapkan seperti layaknya suatu proyek, dengan melakukan terlebih dahulu tahapan perencanaan dan persiapan, ketiga tahapan tersebut adalah (Lou Cohen, 1995) :

1. Tahapan dalam pengumpulan *Design Requirement and Objective* (DRO) .
2. Tahapan dalam penyusunan rumah kualitas (*House of Quality*).
3. Tahapan untuk menganalisa dan mengimplementasikan.

3.3 Menentukan *Design Requirement and Objective* (DRO)

DRO digunakan sebagai panduan dalam merancang mesin stirling tipe alpha yang merupakan inovasi desain. Tahap awal perancangan dimulai dengan mengumpulkan informasi. Kemudian, batasan-batasan perancangan ditetapkan dan dirangkum dalam sebuah daftar persyaratan yang mendukung proses desain. Informasi tersebut digunakan untuk menentukan elemen-elemen yang harus dipenuhi sesuai dengan batasan atau persyaratan yang disebutkan di bawah ini.

1. Syarat mutlak *D (Demand)*

Syarat yang harus dipenuhi dalam kondisi apapun. Supaya rancangan berhasil. Jika syarat tidak terpenuhi maka rancangan akan gagal (*Failed*).

2. Syarat yang diharapkan *W (Wishes)*

Syarat yang dipenuhi jika memungkinkan. Jika syarat ini tidak terpenuhi maka tidak menjadi masalah dan kemungkinannya sangat kecil dalam mempengaruhi rancangan.

Tabel 3.1 *Design Requirement and Objective*

Design Requirement and Objective		Demand = D
		Wishes = W
Fungsional	mampu mengurangi permasalahan sampah	W
Design	menggunakan inovasi ruang bakar	D
	menggunakan pipa generator	D
	memanfaatkan sumber energi alternatif	D
	dimensi mesin tidak terlalu besar	W
Pipa Generator	menggunakan penghantar panas yang baik	W
	menggunakan isolasi di sekeliling pipa	D

Dari hasil *design requirement and objective* diatas, maka dibuatkan skala prioritas dari hal-hal yang menjadi suatu keinginan (*wishes*). Pembuatan skala prioritas dengan metode membandingkan antara satu keinginan dengan keinginan yang lain, kemudian diberi skala 1 jika keinginan tersebut lebih diprioritaskan, dan diberi skala 0 jika keinginan tidak di prioritaskan. Skala prioritas yang dihasilkan termuat dalam tabel sebagai berikut:

Tabel 3.2 Skala Prioritas

<i>Requirements</i>	Matriks Korelasi								Total	Ranking
mampu mengurangi permasalahan sampah	1	1	1		1	1			5	1
menggunakan penghantar panas yang baik	0	1	1	1	0				4	2
dimensi mesin tidak terlalu besar		1	0	1	0				3	3

3.4 Membuat *House of Quality*

House of Quality (HoQ), atau yang sering disebut juga sebagai Rumah Kualitas, merupakan langkah awal dalam menerapkan metodologi Quality Function Deployment (QFD). Secara keseluruhan, matriks ini bertujuan untuk mengubah Voice of Customer (VoC) secara langsung menjadi persyaratan teknis atau spesifikasi dari produk atau layanan yang dihasilkan.

Tabel 3.3 House of Quality

Keandalan:

- 5 = Sangat Memenuhi
- 4 = Hampir Memenuhi
- 3 = Agak Memenuhi
- 2 = Sedikit Memenuhi
- 1 = Tidak Memenuhi

Keterangan :

- ++ = Sangat Berhubungan
- + = Cukup Berhubungan

Relasi :

- 9 = Kuat
- 6 = Sedang
- 3 = Lemah

Satuan		m ²	Derajat		m ²		Kg	Juta	Produk Pesaing				
Target		1	180°	Sampah	Tembaga	<1	Superlon	<150	<5	Produk 1	Produk 2	Produk 3	
Mesin Stirling		Pembobotan Kapasitas	Luas Area	Sudut Fasa	Bahan Bakar	Pipa Generator	Dimensi	Isolasi	Massa	Harga			
Fungsional	mampu mengurangi permasalahan sampah	4	9		9					9	2	2	2
Design	menggunakan inovasi ruang bakar	5		9	5	5	8		3	5	2	3	2
	menggunakan pipa generator	5				9		8			4	4	4
	memanfaatkan sumber energi alternatif	3	7		9		5			9	3	2	3
Pipa Generator	dimensi mesin tidak terlalu besar	2		7			8		7	3	2	2	3
	menggunakan penghantar panas yang baik	2			8	8		9			3	3	4
	menggunakan isolasi di sekeliling pipa	4				8		9		3	2	3	2
Sikor		25	57	59	104	118	71	94	29	106	18	19	20
Persentase (%)		100	8,93	9,25	16,3	18,5	11,13	14,73	4,55	16,61	72	76	80
Ranking			7	6	3	1	5	4	8	2			

3.5 Analisa dan Implementasi

Berdasarkan *HoQ* di atas, mesin stirling yang akan dibuat memiliki kelebihan diantara mesin-mesin stirling lainnya. Kelebihan tersebut adalah :

1. Memanfaatkan sumber energi alternatif, yaitu mesin akan memanfaatkan sumber energi dari sampah. Sebagai bahan bakar untuk memanaskan silinder panas mesin stirling.
2. Menggunakan inovasi ruang bakar yaitu menerapkan sudut fasa 180⁰ pada mesin stirling, sehingga meminimalisir hambatan gaya gravitasi pada piston saat langkah kompresi

3.6 Penentuan Spesifikasi

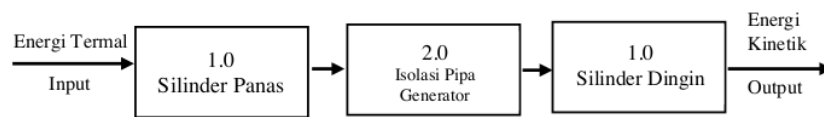
Berdasarkan hasil *House of Quality*, mesin stirling yang ingin dirancang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Luas Area sampah yang dibakar	= 1 m ²
Sudut Fasa	= 180 ⁰
Bahan Bakar	= sampah
Dimensi mesin	= 1 m ²
Massa	= kurang dari 150kg
Kebisingan	= Maksimal 70 dB
Harga	= Maksimal Rp. 5.000.000

3.7 Penentuan Fungsi Tingkat

Dalam perancangan mesin stirling ini, terdapat dua fungsi tingkatan sebagai berikut :

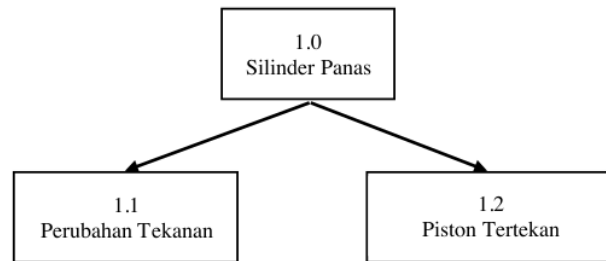
a. Fungsi Tingkatan Pertama



Gambar 3.2 Fungsi Tingkat Pertama

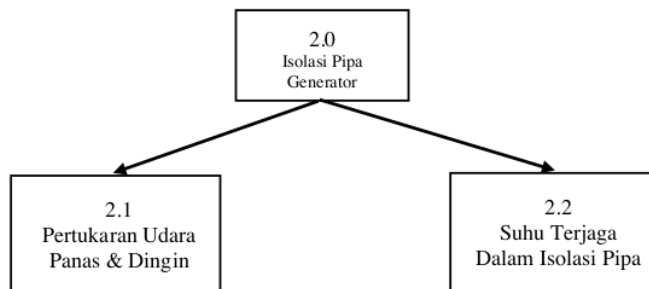
Dari fungsi tingkat pertama ini, inputnya berupa energi termal. Energi termal tersebut memanaskan silinder panas mesin stirling sehingga terjadi perubahan tekanan dan menyebabkan piston tertekan (fungsi 1.0). Kemudian udara panas yang dihasilkan pada silinder panas bertukar dengan udara dingin pada isolasi pipa generator yang suhunya terjaga karena adanya isolasi pada pipa (fungsi 2.0). Akibat dari perubahan tekanan pada silinder panas yang mendorong piston maka udara dingin yang berada pada silinder dingin ikut tersedot yang menyebabkan piston tertarik (fungsi 3.0), Dengan siklus yang berulang secara terus-menerus maka menyebabkan poros berputar sehingga tercipta *output* berupa energi kinetik.

b. Fungsi Tingkatan Kedua



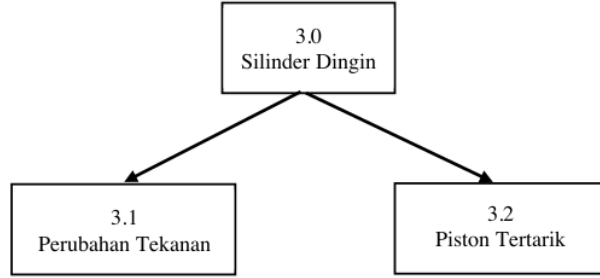
Gambar 3.3 Fungsi Tingkat Kedua Silinder Panas

Fungsi tingkatan kedua dari silinder panas yaitu menghasilkan gas yang terkespansi yang menyebabkan perubahan tekanan dalam silinder (fungsi 1.1). Tekanan tersebut mengakibatkan piston tertekan (fungsi 1.2) yang kemudian akan menghasilkan torsi pada poros.



Gambar 3.4 Fungsi Tingkat Kedua Isolasi Pipa Generator

Fungsi tingkatan kedua dari isolasi pipa generator adalah terjadinya pertukaran udara panas dan dingin (fungsi 2.1). Udara yang bertukar di dalam isolasi pipa generator terjaga suhunya karena adanya bahan isolasi yang menyelimuti pipa generator (fungsi 2.2) yang meminimalisir terbuangnya panas ke lingkungan.



Gambar 3.5 Fungsi Tingkat Kedua Silinder Dingin

Fungsi tingkatan kedua dari silinder dingin adalah adanya perubahan tekanan di dalam silinder (fungsi 3.1) yang kemudian mengakibatkan poros tertarik (3.2)

3.8 Penentuan Morfologi Fungsi

Dalam tahap ini, fungsi tingkatan yang telah dipaparkan di atas dibuat menjadi konsep-konsep. Konsep tersebut diuraikan dalam tabel morfologi fungsi sebagai berikut :

Tabel 3.4 Morfologi Fungsi

Fungsi		Konsep		
1.0 Silinder Panas	1.1 Perubahan Tekanan	Temperatur Naik		Temperatur Turun
	1.2 Piston Tertekan	Arah Aksial	Arah Radial	Kombinasi Arah Aksial Radial
2.0 Isolasi Pipa Generator	1.1 Pertukaran Udara Panas dan Dingin	Sempurna		Tidak Sempurna
	2.1 Suhu Terjaga Dalam Isolasi Pipa	Panas Terbuang		Panas Terjaga
3.0 Silinder Dingin	3.1 Perubahan Tekanan	Temperatur Naik		Temperratur Turun
	3.2 Piston Tertarik	Arah Aksial	Arah Radial	Kombinasi Arah Aksial Radial

3.9 Penentuan Varian Terbaik

Dalam tahap identifikasi varian terbaik, penelitian ini mengulas beragam varian yang dapat diterapkan pada mesin Stirling, termasuk varian fungsi, bentuk, dan fisik. Selanjutnya, kami membuat tabel untuk mengevaluasi varian-varian tersebut dengan mempertimbangkan keunggulan dan kelemahannya. Varian-varian ini berasal dari mesin-mesin Stirling yang telah ada serta dari penelitian terdahulu yang berkaitan dengan perancangan mesin Stirling. Dalam perancangan mesin Stirling, beberapa komponen memiliki varian-varian dengan kelebihan dan kekurangan masing-masing, oleh karena itu, beberapa varian komponen yang digunakan dan varian-varian yang terbentuk akan diuraikan.

Tabel 3.5 Varian Fungsi

No	Varian Fungsi	A	B
1	Sumber Panas	Kompor Bahan Bakar Minyak	Kompor Bahan Bakar Sampah
2	Pipa Generator	Menggunakan Isolasi	Tidak Menggunakan Isolasi
3	Daya Output	Langsung Digunakan	Disimpan di Baterai

Dari tabel varian diatas didapat beberapa varian. Pada rancangan mesin stirling dalam satu alat jadi. Adapun varian yang didapat adalah:

Tabel 3.6 Varian Mesin Stirling Alpha Inovasi Desain

No	Varian	Keterangan
1	(1A-2A-3A)	Kompor Bahan Bakar Minyak – Menggunakan Isolasi Pipa – Langsung Digunakan
2	(1A-2A-3B)	Kompor Bahan Bakar Minyak – Menggunakan Isolasi Pipa – Disimpan di Baterai
3	(1A-2B-3A)	Kompor Bahan Bakar Minyak – Tidak Menggunakan Isolasi Pipa – Langsung Digunakan
4	(1A-2B-3B)	Kompor Bahan Bakar Minyak – Tidak Menggunakan Isolasi Pipa – Disimpan di Baterai

No	Varian	Keterangan
5	(1B-2A-3A)	Kompore Bahan Bakar Sampah – Menggunakan Isolasi Pipa – Langsung Digunakan
6	(1B-2B-3B)	Kompore Bahan Bakar Sampah – Tidak Menggunakan Isolasi Pipa – Disimpan di Baterai
7	(1B-2B-3A)	Kompore Bahan Bakar Sampah – Tidak Menggunakan Isolasi Pipa – Langsung Digunakan
8	(1B-2A-3B)	Kompore Bahan Bakar Sampah – Menggunakan Isolasi Pipa – Disimpan di Baterai

Setelah didapat banyak varian, selanjutnya varian–varian tersebut di pilih menjadi varian terbaik sesuai spesifikasi kebutuhan rancangan dengan menggunakan tabel solusi dan subfungsi.

Tabel 3.7 Solusi dan Subfungsi

Pemilihan Varian Terbaik								
VARIAN-VARIAN	(+) Ya						Keputusan	
	(-) Tidak						(+) Solusi dilanjutkan	
	(?) kurang informasi						(-) Solusi ditolak	
	(!) Tinjau kembali						(?) Kumpulkan informasi	
	Daftar spesifikasi						(!) Tinjau kembali	
	Kompatible untuk fungsi keseluruhan						Keputusan	
	Memenuhi kebutuhan spesifikasi							
	Secara prinsip dapat diwujudkan							
	Safety							
	Lebih sederhana							
Informasi memadai								
	A	B	C	D	E	F	Keterangan	
V1	+	-	+	+	-	+	Bahan Bakar Terancam Langka	-
V2	!	-	+	+	-	?	Bahan Bakar Terancam Langka, Kurang Sederhana, dan Kurang Informasi	-

V3	+	-	+	-	!	+	Bahan Bakar Terancam Langka dan Panas Dapat Terbuang	-
V4	!	-	+	-	-	?	Bahan Bakar Terancam Langka, Kurang <i>Safety</i> , Panas Dapat Terbuang dan Kurang Sederhana	-
V5	+	+	+	+	+	+	Varian Yang Diterima	+
V6	+	?	+	!	!	?	Panas Dapat Terbuang, Kurang Sederhana, dan Kurang <i>Safety</i>	-
V7	+	?	+	+	+	?	Panas Dapat Terbuang	-
V8	+	+	+	+	-	?	Kurang Sederhana dan Kurang <i>Safety</i>	-

Penjelasan Varian :

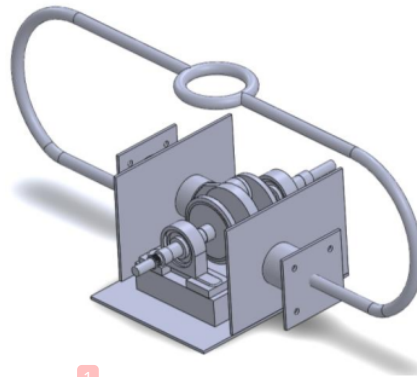
1. Varian 1 tidak dipilih karena menggunakan sumber panas dari kompor bahan bakar minyak. Hal ini tidak dipilih dikarenakan sumber panas berasal dari energi fosil yang semakin menipis ketersediaannya.
2. Varian 2 tidak dipilih karena menggunakan sumber panas dari kompor bahan bakar minyak dan daya *output*-nya disimpan dibaterai. Hal ini dapat menyebabkan kesulitan bahan bahan bakar karena energi fosil yang menipis, pemakaiannya kurang sederhana, dan energi yang disimpan di dalam baterai kurang *safety* pada saat digunakan.
3. Varian 3 tidak dipilih karena menggunakan sumber panas dari kompor bahan bakar minyak dan tidak menggunakan bahan isolasi pada pipa generator. Hal ini diakibatkan karena bahan bakar terancam langka, dan panas dapat terbuang ke lingkungan
4. Varian 4 tidak dipilih karena menggunakan sumber panas dari kompor bahan bakar minyak, tidak menggunakan isolasi pipa dan daya *output*-nya disimpan di dalam baterai. Hal ini karena bahan bakar terancam langka, panas dapat terbuang ke lingkungan, kurang *safety*, dan pemakaian kurang sederhana.
5. Varian 5 dipilih karena sesuai dengan spesifikasi rancangan. Menggunakan kompor bahan bakar sampah sebagai sumber panas, karena bahan bakar yang digunakan adalah bahan bakar alternatif. Isolasi pipa generator dipilih karena

agar meminimalisir terbuangnya panas ke lingkungan. Daya *output*-nya langsung digunakan karena pemakaiannya lebih sederhana dan lebih *safety*.

6. Varian 6 tidak dipilih karena tidak menggunakan bahan isolasi pada pipa generator, dan daya *output*-nya disimpan di dalam baterai. Hal ini membuat panas dapat terbuang ke lingkungan pada saat mesin beroperasi, kurang *safety*, dan pemakaian yang kurang sederhana.
7. Varian 7 tidak dipilih karena tidak menggunakan bahan isolasi pada pipa generator. Hal ini membuat panas dapat terbuang ke lingkungan.
8. Varian 8 tidak dipilih karena daya *output* disimpan di dalam baterai. Hal ini membuat pemakaian kurang sederhana dan kurang *safety* pada saat energi akan digunakan.

3.10 Rancangan Mesin Stirling Tipe Alpha Inovasi Desain Sudut Fasa 180°

Berikut ini adalah rancangan mesin stirling tipe alpha inovasi desain sudut fasa 180° yang akan dibuat.



Gambar 3.6 Rencana Desain Mesin Stirling Tipe Alpha Sudut Fasa 180° Berbasis Limbah Sampah Inovasi Ruang Bakar dan Isolasi Pipa Generator

BAB IV

PEMBAHASAN

4.1 Deskripsi Perencanaan Perancangan ¹Mesin Stirling Tipe *Alpha* Inovasi Desain 180°



Gambar 4.1 Prototipe Mesin Stirling

¹Mesin stirling tipe *alpha* ini dirancang menggunakan sudut fasa 180° dengan menggunakan sumber bahan bakar sampah, seperti daun kering, plastik, dan lain sebagainya. Energi panas hasil dari pembakaran sampah akan diaplikasikan pada silinder panas mesin stirling, yang kemudian akan memberikan kerja pada mesin stirling tersebut sehingga mesin stirling dapat berputar. Putaran dari poros mesin stirling kemudian dapat digunakan untuk berbagai aplikasi seperti memutar pulley erek padi, dan semacamnya, juga dapat digunakan untuk memutar generator yang dapat menghasilkan listrik yang kemudian listrik tersebut dapat digunakan untuk berbagai aplikasi.

4.2 Perhitungan Isolasi Pipa Generator

Pada perhitungan isolasi pipa generator maka diasumsikan parameter-parameter yaitu sebagai berikut:

1. Pipa generator menggunakan pipa tembaga ukuran 5/8" (15 mm) dengan tebal 0,71 mm
2. Isolasi pipa menggunakan Armaflex superlon 5/8" dengan tebal 9 mm

Dan parameter yang digunakan yaitu sebagai berikut:

1. Panjang pipa generator yang digunakan adalah 1,22 m

2. Luas permukaan pipa

$$\begin{aligned} A &= 2 \pi r \times L \\ &= 2 (3,14) 0,0075 \times 1,22 \\ &= 0,057462 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. R1 = 0,01429 m

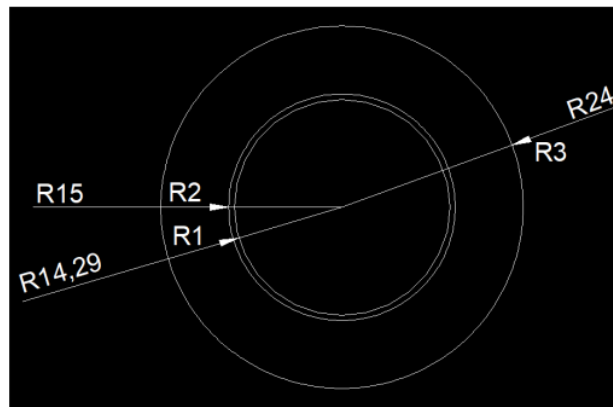
$$R2 = 0,015 \text{ m}$$

$$R3 \text{ Isolasi 9 mm} = 0,024 \text{ m}$$

4. k superlon = $0,036 \frac{W}{mK}$

$$k \text{ tembaga} = 385 \frac{W}{mK}$$

$$k \text{ udara} = 0,026 \frac{W}{mK}$$



Gambar 4.2 Isolasi Pipa

4.2.1 Menghitung Heat Loss

Tabel 4.1 Nilai Pendekatan Koefisien Perpindahan Panas Konvektif untuk berbagai aplikasi

Sistem	h (W m ⁻² K ⁻¹)
Konveksi alami (gas)	10
Konveksi alami (cairan)	100
Gas mengalir	50-100
Gas mengalir (viskositas rendah)	1000-5000
Gas mengalir (viskositas rendah)	100-500
Cairan mendidih	20.000
Kukus menegmbun	20.000

- 3
a) Menentukan nilai kehilangan panas (Q) pada pipa dengan temperatur 420 °C tidak menggunakan isolasi

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{2 \pi \cdot k \cdot L (T_a - T_u)}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \\
 &= \frac{2 \pi \times 0,026 \times 1,22 (693 - 307)}{\ln \frac{0,015}{0,01429}} \\
 &= \frac{0,199 (386)}{\ln 1,049} \\
 &= \frac{76,814}{0,04849} \\
 &= 1.584,12 \text{ W}
 \end{aligned}$$

- b) Menentukan nilai kehilangan panas (Q) pada pipa dengan temperatur 420 °C menggunakan isolasi armaxflex superlon 9mm

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{(T_a - T_u)}{R_1 + R_2 + R_3} \\
 R_1 &= \frac{1}{A_1 \times h_1} \\
 &= \frac{1}{2 \pi r \times L \times h_1} \\
 &= \frac{1}{2 \pi \times 7,145 \times 1,22 \times 100} \\
 &= \frac{1}{5479,19}
 \end{aligned}$$

$$= 0,000182 \text{ }^0\text{K/W}$$

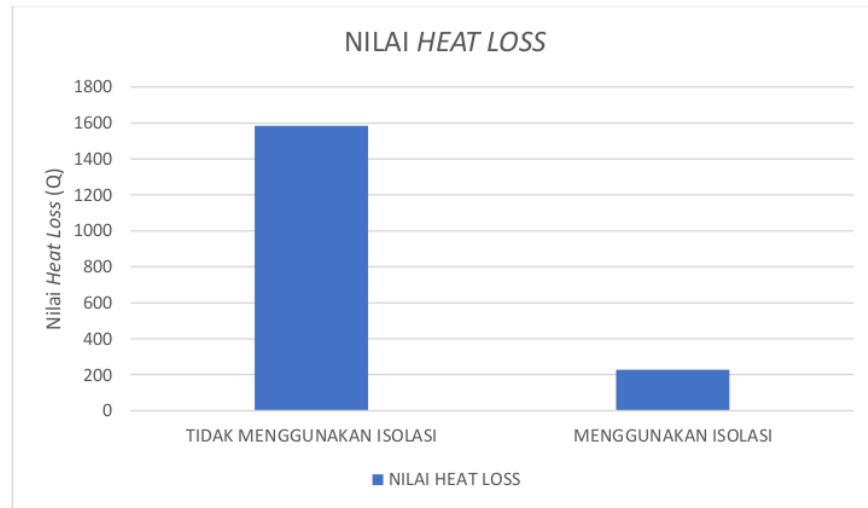
$$\begin{aligned} R2 &= \frac{\ln \frac{R2}{R1}}{2 \pi L K1} \\ &= \frac{\ln \frac{0,015}{0,01429}}{2 \pi 1,22 \cdot 385} \\ &= \frac{0,048490209160434}{2952,4} \\ &= 0,000016423997141 \\ &= 0,0000164 \text{ }^0\text{K/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R3 &= \frac{\ln \frac{R3}{R2}}{2 \pi L K2} \\ &= \frac{\ln \frac{0,024}{0,015}}{2 \pi 1,22 \cdot 0,036} \\ &= \frac{0,47}{0,276} \\ &= 1,702898 \text{ }^0\text{K/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= \frac{(Ta - Tu)}{R1 + R2 + R3} \\ &= \frac{(693 - 307)}{0,000182 + 0,0000164 + 1,702898} \\ &= \frac{386}{1,7030964} \\ &= 226,6618 \\ &= 226,66 \text{ W} \end{aligned}$$

4.2.2 Analisa *Heat Loss* yang Terjadi

Setelah mendapatkan hasil kehilangan panas yang terjadi pada pipa generator, maka dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



Gambar 4.3 Grafik *Heat Loss*

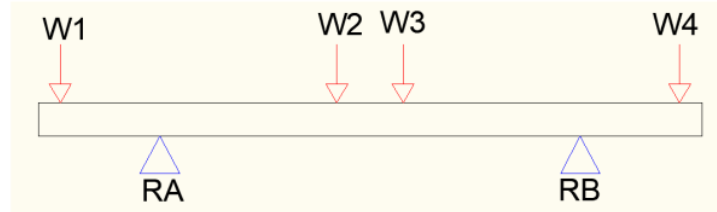
3 Dari grafik diatas maka dapat dianalisa bahwa bahan isolasi dapat mengurangi kehilangan panas yang terjadi sehingga siklus menjadi efektif.

4.3 Desain Elemen Mesin

Elemen-elemen mesin dalam Tugas Akhir ini dirancang menggunakan referensi dari buku “Elemen Mesin 1” dan “Elemen Mesin 2” (Dhimas Satria, 2014).

4.3.1 Perhitungan Poros

Diketahui : Daya = 150 watt n = 1000 rpm
 $\sigma = 9 \text{ MPa}$ $\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}} = 5,2 \text{ MPa}$
W1 = 105 N (Flywheel)
W2 = W3 = 5 N (piston) W4 = 10 N (pulley)



Gambar 4.4 Ilustrasi Pembebanan Poros

a. Torsi

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{150 W \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1000 \text{ rpm}} = 1,433 \text{ Nm}$$

$$= 1433 \text{ Nmm}$$

b. Gaya tumpuan terbesar

$$\sum M_A = 0$$

$$(5 \text{ N} \cdot 55 \text{ mm}) + (5 \text{ N} \cdot 95 \text{ mm}) + (10 \text{ N} \cdot 240 \text{ mm}) -$$

$$(R_B \cdot 160 \text{ mm}) - (105 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm}) = 0$$

$$R_B = 29,53 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_A \cdot 160 \text{ mm}) + (10 \text{ N} \cdot 65 \text{ mm}) - (5 \text{ N} \cdot 55 \text{ mm}) -$$

$$(5 \text{ N} \cdot 95 \text{ mm}) - (105 \text{ N} \cdot 240 \text{ mm}) = 0$$

$$R_A = 158,12 \text{ N}$$

c. Momen lentur

$$M = \frac{R_A \cdot a \cdot b}{L} = \frac{158,12 \text{ N} \cdot 48 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}}{330 \text{ mm}} = 4600 \text{ Nmm}$$

d. Torsi ekuivalen

$$T_e = \sqrt{T^2 + M^2} = \sqrt{(1433 \text{ Nmm})^2 + (4600 \text{ Nmm})^2}$$

$$T_e = 4818 \text{ Nmm}$$

e. Diameter poros berdasarkan torsi ekuivalen

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4818 \text{ Nmm}}{3,14 \cdot 5,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 16,7 \text{ mm}$$

f. Momen lentur ekuivalen

$$Me = \frac{1}{2} (M + \sqrt{T^2 + M^2})$$

$$Me = \frac{1}{2} (4600 \text{ Nm} + \sqrt{(1433 \text{ Nm})^2 + (4600 \text{ Nm})^2})$$

$$Me = 4709,01 \text{ Nmm}$$

g. Diameter poros berdasarkan momen lentur ekuivalen

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Me}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4709,01 \text{ Nmm}}{3,14 \cdot 9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 17,47 \text{ mm}$$

Sehingga, dipilih diameter berdasarkan momen lentur ekuivalen karena lebih besar dibandingkan dengan berdasarkan torsi ekuivalen. Dengan standar diameter poros, maka diameter poros yang digunakan adalah 20 mm.

4.3.2 PERHITUNGAN V-BELT

Belt yang digunakan adalah jenis *V-belt*, karena cocok digunakan untuk jarak yang dekat dan kecil kemungkinan untuk terjadi slip sehingga lebih efisien. Kemudian *V-belt* memiliki umur yang lebih lama dibandingkan *flat belt*. *V-belt* yang dipilih adalah *type A*, berdasarkan *Indian Standards* (IS: 2494-1974).

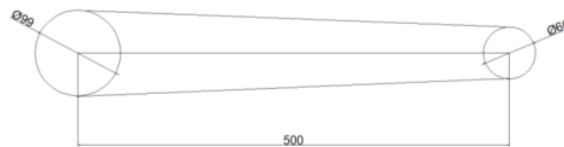
Tabel 4.2 Dimensi Standar *V-belt* Berdasarkan *Indian Standards* (IS: 2494-1974)

Type of belt	Power ranges in kW	Minimum pitch diameter of pulley (D) mm	Top width (b) mm	Thickness (t) mm	Weight per metre length in newton
A	0,7 – 3,5	75	13	8	1,06
B	2 – 15	125	17	11	1,89
C	7,5 – 75	200	22	14	3,43
D	20 – 150	355	32	19	5,96
E	30 – 350	500	38	23	–

Tabel 4.3 Dimensi Standar *Pulley* Alur V Berdasarkan *Indian Standards* (IS: 2494-1974)

Type of belt	w	d	a	c	f	e	No. of sheave grooves (n)	Groove angle (2β) in degrees
A	11	12	3.3	8.7	10	15	6	32, 34, 38
B	14	15	4.2	10.8	12.5	19	9	32, 34, 38
C	19	20	5.7	14.3	17	25.5	14	34, 36, 38
D	27	28	8.1	19.9	24	37	14	34, 36, 38
E	32	33	9.6	23.4	29	44.5	20	–

Diketahui : P = 150 Watt n = 1000 rpm
D1 pulley = 99 mm D2 pulley = 60 mm
x = 0,5 m slip = 1,2%
gesekan yang hilang pada setiap poros = 5%
sudut alur pulley (2β) = 34° , β = 17°



Gambar 4.5 Skematik Rencana *Pulley* dan *Belt*

a. Kecepatan *Belt* Melewati *Pulley* Penggerak

$$v = \frac{\pi \cdot D1 \cdot n1}{60} \left(1 - \frac{slip}{100}\right) = \frac{3,14 \cdot 0,099 \text{ m} \cdot 1000 \text{ rpm}}{60} \left(1 - \frac{1,2}{100}\right)$$

$$v = 5,19 \text{ m/s} = 311,4 \text{ m/menit}$$

b. Koefisien Gesek

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + v} = 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + 311,4} = 0,49$$

c. Putaran *Belt* Pada *Pulley* yang Digerakkan

$$\frac{\pi \cdot D2 \cdot n2}{60} = v \left(1 - \frac{slip}{100}\right)$$

$$n2 = v \left(1 - \frac{slip}{100}\right) \cdot \frac{60}{\pi \cdot D2}$$

$$n2 = 5,19 \text{ m/s} \left(1 - \frac{1,2}{100}\right) \cdot \frac{60}{3,14 \cdot 0,06 \text{ m}} = 1633,03 \text{ rpm}$$

d. Torsi Pada *Pulley* yang Digerakkan

$$Torsi = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n^2} = \frac{150 \text{ J/s} \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1633,03 \text{ rpm}} = 877,58 \text{ Nmm}$$

6

Karena ada gesekan yang hilang pada setiap poros

$$Torsi = 1,05 \times 877,58 \text{ Nmm} = 921,46 \text{ Nmm}$$

e. Mencari Nilai T1 dan T2

$$(T1 - T2) r2 = (T1 - T2) 30 \text{ mm} = \text{torsi}$$

$$(T1 - T2) = \frac{921,46 \text{ Nmm}}{30 \text{ mm}} = 30,72 \text{ N}$$

$$\sin \alpha = \frac{r1 - r2}{x} = \frac{49,5 - 30}{500} = 0,039, \alpha = 2,24^\circ$$

$$\theta = (180 - 2\alpha) = 175,52 \times \frac{\pi}{180} = 3,06 \text{ rad}$$

$$2,3 \log \left[\frac{T1}{T2} \right] = \mu \cdot \theta \cdot \text{cosec } \beta$$

$$\log \left[\frac{T1}{T2} \right] = \frac{0,49 \cdot 3,06 \cdot \text{cosec } 17^\circ}{2,3} = 2,23$$

$$\left[\frac{T1}{T2} \right] = 170$$

Disubstitusikan ke $(T1 - T2) = 30,72 \text{ N}$

$$(170 T2 - T2) = 30,72 \text{ N}$$

$$T2 = 0,18 \text{ N}$$

$$T1 = 0,18 \text{ N} \cdot 170 = 30,6 \text{ N}$$

f. Tegangan Maksimum Belt

Lebar *belt* (b) = 13 mm dan tebal *belt* (t) = 8 mm (*V-Belt Type A*)

$$\sigma = \frac{T1}{b \cdot t} = \frac{30,6 \text{ N}}{13 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 0,294 \text{ MPa}$$

g. Panjang *Belt*

$$L = \pi(r1 + r2) + 2x + \frac{(r1-r2)^2}{x}$$

$$L = 3,14(0,0495 + 0,03) \text{ m} + 2 \cdot 0,5 \text{ m} + \frac{(0,0495 - 0,03)^2 \text{ m}^2}{0,5 \text{ m}}$$

$$L = 1,25 \text{ m}$$

h. Dimensi *Belt*

Sehingga dimensi *V-belt* yang dirancang adalah

$$\text{Panjang (L)} = 1250 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar (b)} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal (t)} = 8 \text{ mm}$$

4.4 Kondisi Termodinamika yang Digunakan Dalam Perancangan

Perancangan mesin Stirling ini tidak didasarkan pada daya output yang diinginkan, melainkan berusaha untuk mengevaluasi daya yang dihasilkan dengan mempertimbangkan kondisi termodinamika yang dapat dicapai. Kondisi termodinamika ini mencakup:

1. Temperatur udara dalam silinder panas (TE), yaitu $TE = 420^\circ\text{C} = 693\text{K}$. Temperatur ini dicapai dengan menggunakan pembakaran dengan bahan bakar sampah.
2. Temperatur udara dalam silinder dingin (TC), yaitu $TC = 34^\circ\text{C} = 307 \text{ K}$. Pendinginan yang dilakukan untuk mencapai temperature ini adalah menggunakan sirip pada silinder dingin
3. Fluida kerja yang digunakan adalah udara dengan konstanta gas $286,9 \text{ J}/(\text{Kg}\cdot\text{K})$
4. Sudut antara silinder ekspansi dan silinder kompresi (α) = 180° , yang merupakan inovasi sudut fasa dari motor stirling yang dirancang
5. Pada silinder kompresi/silinder dingin (V_{DC}) dan silinder ekspansi/silinder panas (V_{DE}) adalah sama besar dengan spesifikasi sebagai berikut :
 - Diameter piston (D) = $50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$
 - Panjang langkah/*Stroke* (S) = $49,1 \text{ mm} = 0,0491 \text{ m}$
6. Volume sisa pada keadaan piston kompresi (V_{DC}) dan ekspansi (V_{DE}) adalah sama, besarnya = $1,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3$.
7. Pada silinder regenerator mempunyai dimensi $D = 15 \text{ mm}$ dan $L = 305 \text{ mm}$, atau volume regenerator (V_R) = $5,387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$.
8. Mesin stirling berputar 1000 rpm .

Dalam upaya menentukan nilai parameter-parameter dalam perancangan termodinamika mesin Stirling, pendekatan termodinamika digunakan dengan merujuk pada teori Schmidt yang diperkenalkan oleh Koichi Hirata serta teori siklus ideal mesin Stirling. Untuk melakukan perhitungan-perhitungan ini, asumsi-asumsi perlu diterapkan, sebagaimana yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya. Asumsi-asumsi tersebut mencakup:

1. Tidak ada kehilangan tekanan (*pressure loss*) dan tidak ada perbedaan tekanan dalam (*internal pressure*).
2. Pada proses ekspansi dan proses kompresi terjadi secara *isothermal*
3. Fluida kerja yang digunakan adalah udara sebagai gas ideal
4. Terjadi regenerasi secara sempurna
5. Volume sisa dalam silinder panas menjaga temperature atau suhu gas pada silinder panas (T_E), volume sisa pada silinder dingin menjaga suhu atau temperatur gas pada silinder dingin (T_C) selama siklus.
6. Temperatur atau suhu di dalam sebuah regenerator adalah rata-rata temperatur ekspansi (T_E) dan temperatur kompresi (T_C).
7. Volume ekspansi (V_E) dan volume kompresi (V_C) berubah berdasarkan fungsi sinusoida.

4.5 Parameter Berdasarkan Kondisi Termodinamika

Dengan memperhatikan kondisi-kondisi termodinamika yang telah diuraikan pada sub bab sebelumnya, nilai-nilai parameter yang akan digunakan dalam proses perhitungan selanjutnya dalam perancangan termodinamika mesin Stirling dapat ditetapkan. Parameter-parameter ini termasuk:

- a. Volume langkah pada piston kompresi (V_{SC}) dan ekspansi (V_{SE})

$$V_{SC} = \frac{1}{4}\pi \times D^2 \times S = \frac{1}{4} 3,14 \times 0,05^2 \times 0,0491 = 9,63 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{SC} = V_{SE}$$

- b. Rasio kompresi (r)

$$r = \frac{V_{SC} + V_{DE}}{V_{DE}} = \frac{9,63 \times 10^{-5} + 1,35 \times 10^{-5}}{1,35 \times 10^{-5}} = 8,1$$

c. Temperatur regenerator (T_R)

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} = \frac{693 + 307}{2} = 500 \text{ K}$$

d. Rasio temperatur (t)

$$t = \frac{T_C}{T_E} = \frac{307}{693} = 0,44$$

e. Rasio volume langkah (v)

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} = \frac{9,63 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 1$$

f. Rasio volume sisa pada silinder dingin (X_{DC})

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} = \frac{1,35 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 0,14$$

g. Rasio volume sisa pada silinder panas (X_{DE})

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{1,35 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 0,14$$

h. Rasio volume sisa pada regenerator (X_R)

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} = \frac{5,387 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 0,56$$

4.6 Massa Udara yang Diperlukan Sebagai Fluida Kerja

Total massa udara (m) yang dimasukkan ke dalam mesin adalah pada saat suhu ruangan dan tekanan atmosfer. Di bawah ini terdapat asumsi mengenai nilai suhu ruangan dan tekanan udara yang terjadi:

Temperatur kamar (T_{kamar}) = $34^\circ\text{C} = 307 \text{ }^\circ\text{K}$

Tekanan udara (P_{udara}) = $1 \text{ atm} = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$

Dengan menggunakan persamaan gas ideal :

$$PV = mRT$$

Maka, $m = \frac{PV}{RT}$ dimana volume (V) dihitung dengan menggunakan rumus :

$$V_{max} = V_E + V_C + V_R + V_{RP}$$

Untuk menentukan total massa, volume harus berada pada ¹posisi maksimum. Posisi maksimum tercapai ketika piston berada pada $\frac{3}{4}$ bagian dari Titik Mati Bawah (TMA). Oleh karena itu, sudut engkol (crank angle) harus berada pada 225° pada silinder panas dan 315° pada silinder dingin.

Volume silinder panas pada kedudukan sudut *crank* 225° (V_E) sesuai dengan persamaan :

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}$$

$$V_E = \frac{9,63 \times 10^{-5} m^3}{2}(1 - \cos 225^\circ) + 1,35 \times 10^{-5} m^3 = 9,57 \times 10^{-5} m^3$$

⁴Volume silinder dingin pada kedudukan sudut *crank* 315° (V_C) sesuai dengan persamaan :

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(x - dx)) + V_{DC}$$

$$V_C = \frac{9,63 \times 10^{-5} m^3}{2}(1 - \cos(315^\circ - 180^\circ)) + 1,35 \times 10^{-5} m^3$$

$$= 9,57 \times 10^{-5} m^3$$

¹Volume regenerator (V_R) sesuai dengan persamaan :

$$V_R = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times P = \frac{1}{4} \times 3,14 \times 0,015^2 \times 0,305 = 5,387 \times 10^{-5} m^3$$

Sehingga,

$$V_{max} = (9,57 \times 10^{-5}) + (9,57 \times 10^{-5}) +$$

$$+ (5,387 \times 10^{-5})$$

$$= 2,4527 \times 10^{-4} m^3$$

Jadi,

$$m = \frac{1,01325 \times 10^5 \text{ Pa} \times 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{286,9 \frac{\text{J}}{\text{Kg.K}} \times 307 \text{ K}} = 2,8216 \times 10^{-4} \text{ Kg}$$

Untuk menentukan volume minimum, piston harus berada pada posisi $\frac{1}{4}$ bagian. Oleh karena itu, sudut engkol (crank angle) harus berada pada 45° pada silinder panas dan 135° pada silinder dingin.

Volume silinder panas pada kedudukan sudut *crank* 45° (V_E) sesuai dengan persamaan :

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} (1 - \cos x) + V_{DE}$$

$$V_E = \frac{9,63 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2} (1 - \cos 45^\circ) + 1,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 2,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volume silinder dingin pada kedudukan sudut *crank* 135° (V_C) sesuai dengan persamaan :

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2} (1 - \cos(x - dx)) + V_{DC}$$

$$\begin{aligned} V_C &= \frac{9,63 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2} (1 - \cos(135^\circ - 180^\circ)) + 1,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \\ &= 2,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$V_{min} = V_E + V_C + V_R$$

$$\begin{aligned} V_{min} &= (2,76 \times 10^{-5}) + (2,76 \times 10^{-5}) \\ &\quad + (5,387 \times 10^{-5}) \\ &= 1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

4.7 Tekanan Ekstrim Siklus

Dalam proses perancangan, pemahaman mengenai tekanan ekstrem (maksimum dan minimum) yang timbul selama siklus penggunaan mesin Stirling menjadi esensial. Tekanan ekstrem ini menjadi dasar untuk merancang

bagian atau elemen mesin yang terhubung dengan silinder mesin Stirling, dengan tujuan mencegah kegagalan saat beroperasi. Puncak tekanan terjadi saat mesin Stirling sedang melakukan ekspansi dalam silinder panas (titik 3), sementara tekanan terendah terjadi ketika mesin Stirling mulai mengalami kompresi di dalam silinder dingin (titik 1). Berikut adalah nilai-nilai tekanan yang terjadi dalam mesin Stirling yang sedang direncanakan :

a. Tekanan Pada Titik 1

Nilai tekanan pada titik 1 sama dengan nilai tekanan pada 1 atmosfer dan juga merupakan tekanan minimum, yaitu :

$$P_1 = 101325 \text{ Pa}$$

b. Tekanan Pada Titik 2

Nilai tekanan pada titik 2 didapatkan dengan persamaan berikut :

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2}$$

$$P_2 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3} = 227999,84 \text{ Pa}$$

c. Tekanan Pada Titik 3

Nilai tekanan pada titik 3 merupakan tekanan maksimum, yang didapatkan dengan persamaan berikut :

$$P_3 = \frac{P_1 V_1 T_H}{V_2 T_C}$$

$$P_3 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 693 \text{ }^\circ\text{K}}{1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 307 \text{ }^\circ\text{K}} = 514670,65 \text{ Pa}$$

d. Tekanan Pada Titik 4

Nilai tekanan pada titik 4 didapatkan dengan persamaan berikut :

$$P_4 = \frac{P_1 T_H}{T_C}$$

$$P_4 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 693 \text{ }^\circ\text{K}}{307 \text{ }^\circ\text{K}} = 228723,86 \text{ Pa}$$

e. Tekanan Rata-rata

Sehingga tekanan rata-rata dari mesin stirling yang akan dirancang ini adalah :

$$P_{mean} = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{4}$$
$$P_{mean} = \frac{101325 \text{ Pa} + 227999,84 \text{ Pa} + 514670,65 \text{ Pa} + 228723,86 \text{ Pa}}{4}$$
$$= 268179,84 \text{ Pa}$$

4.8 Kerja Mesin Stirling

Untuk menghitung kerja yang dilakukan mesin stirling seperti yang telah dijelaskan lebih rinci pada bab sebelumnya.

Diketahui :

$$T_1 = T_2 = 305 \text{ }^\circ\text{K}$$
$$T_3 = T_4 = 693 \text{ }^\circ\text{K}$$
$$V_1 = V_4 = 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$
$$V_2 = V_3 = 1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$
$$C_v = 712 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

a. Proses 1-2 : Kompresi *Isothermal*

Pada silinder panas, piston aktif melakukan kerja pada fluida kerja dan mengkompresinya secara isothermal saat mencapai kondisi suhu dingin, sementara pada saat yang sama, panas juga dibuang ke lingkungan. Karena fluida kerja memiliki tekanan yang rendah pada saat itu, kerja yang diperlukan untuk kompresi lebih sedikit daripada kerja yang dihasilkan pada proses ekspansi.

$$W_{1-2} = -m R T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$
$$W_{1-2} = -2,8216 \times 10^{-4} \times 286,9 \times 307 \times \ln \frac{1,09 \times 10^{-4}}{2,4527 \times 10^{-4}} = 20,15 \text{ J}$$

b. Proses 2-3 : Kompresi *Isokhoric*

Pada silinder panas, piston secara aktif menghasilkan kerja pada fluida kerja dan mengompresinya secara isothermal ketika mencapai kondisi suhu dingin, sementara pada saat yang sama, panas juga dibuang ke lingkungan. Karena fluida kerja memiliki tekanan yang rendah pada saat itu, kerja yang diperlukan untuk kompresi lebih sedikit daripada kerja yang dihasilkan pada proses ekspansi.

$$W_{2-3} = m c_v (T_3 - T_2)$$

$$W_{2-3} = 2,8216 \times 10^{-4} \times 712 \times (693 - 307) = 77,54 J$$

c. Proses 3-4 : Ekspansi *Isothermal*

Fluida kerja yang bertekanan tinggi menyerap panas dari daerah panas dan mengalami ekspansi secara isothermal, menghasilkan kerja pada piston.

$$W_{3-4} = m R T_3 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$W_{3-4} = 2,8216 \times 10^{-4} \times 286,9 \times 693 \times \ln \frac{2,4527 \times 10^{-4}}{1,09 \times 10^{-4}} = 45,49 J$$

d. Proses 4-1 : ekspansi *isokhoric*

Piston yang sedang mengalami ekspansi memindahkan fluida kerja secara isokhorik melalui regenerator ke sisi dingin (silinder dingin) mesin. Proses tersebut menyebabkan penyerapan kalor dari fluida saat melewati regenerator, yang kemudian menurunkan suhu fluida kerja saat menuju silinder dingin.

$$W_{4-1} = - m c_v (T_4 - T_1)$$

$$W_{4-1} = - 2,8216 \times 10^{-4} \times 712 \times (693 - 307) = -77,54 J$$

Selama proses 2-3, Fluida kerja menyampaikan jumlah panas yang sama melalui regenerator seperti yang diserap selama proses 4-1. Sehingga, tidak ada pertukaran panas dengan sistem selama proses ini. Pertukaran panas hanya terjadi selama proses kompresi isothermal dan ekspansi isothermal.

Sehingga,

Kerja total persiklus = kalor yang diserap – kalor yang dibuang

$$W_{total} = W_{3-4} - W_{1-2}$$

$$W_{total} = 45,49 - 20,15 = 25,34 \text{ Joule}$$

4.9 Efisiensi *Thermal* Mesin Stirling

Efisiensi *thermal* dari mesin stirling didefinisikan sebagai perbandingan kerja total persiklus dengan kalor yang diserap.

$$\eta = \frac{W_{total}}{W_{3-4}}$$

$$\eta = \frac{25,34 \text{ J}}{45,49 \text{ J}} = 0,56$$

4.10 Daya Mesin Stirling

Untuk menghitung daya mesin stirling yang dirancang dengan asumsi kecepatan putar (n) sebesar 1000 rpm adalah :

$$P = \frac{W_{total} \times n}{60}$$

$$P = \frac{25,34 \text{ J} \times 1000}{60 \text{ s}} = 422,33 \text{ Watt}$$

4.11 Simulasi Kalkulasi Siklus Ideal Mesin Stirling

Simulasi menggunakan Ideal Stirling Cycle Calculator dilakukan secara online. Dengan memasukkan nilai-nilai yang telah diketahui sebelumnya, hasil analisis, grafik P-V, serta grafik efisiensi Carnot dan mesin Stirling dengan suhu panasnya akan diperoleh. Berikut adalah nilai-nilai yang diinput ke dalam *Ideal Stirling Cycle Calculator*.

Calculator Inputs

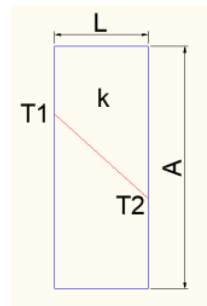
Hot end temperature (K):	<input type="text" value="693"/>
Cold end temperature (K):	<input type="text" value="307"/>
Compression Ratio:	<input type="text" value="2,25"/>
Specific gas constant of working fluid (J/kg-K):	<input type="text" value="286,9"/>
Pressure at state 1 (kPa):	<input type="text" value="101.325"/>
Volume at state 1 (cc):	<input type="text" value="245.27"/>
Amount of heat applied to engine (W):	<input type="text" value="2000.77333"/>

CALCULATE

Gambar 4.6 Calculator Input Parameter

Keterangan :

$$\text{Compression Ratio} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{2,4527 \times 10^{-4}}{1,09 \times 10^{-4}} = 2,25$$



Gambar 4.7 Skematik Perpindahan Panas

$$\begin{aligned} \text{Amount of heat } \left(\frac{Q}{t}\right) &= k A \frac{(T_1 - T_2)}{L} \\ &= 37,5145 \text{ W/m}^\circ\text{K} \times 0,016\text{m}^2 \frac{(330 - 329)^\circ\text{K}}{0,0003 \text{ m}} \\ &= 2000,77333 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Jumlah panas atau kalor yang diterapkan ke mesin stirling, terjadi pada silinder panas. Bahan yang digunakan menggunakan standard pabrik yaitu besi cor kelabu yang mengandung kadar carbon, mangan, dan silicon dengan diameter 50 mm dan ketebalan 0,3 mm. Nilai konduktivitas termal bahan

dilihat pada tabel A-3 pada buku “*Heat Transfer*” karya Yunus A. Cengel. Dengan menginterpolasi antara suhu 600°K dan 800°K, didapatkan nilai konduktivitas termal pada suhu 693°K adalah $37,5145 \text{ W/m}^\circ\text{K}$. Luas permukaan yang menjadi media perpindahan panas konduksi dihitung dari luas permukaan selimut dari silinder panas, yaitu $0,016 \text{ m}^2$.

Kemudian hasil dari *Ideal Stirling Cycle Calculator* adalah sebagai berikut :

Calculator Outputs

Calculation Status: Inputs OK	
Predicted Frequency (RPM)	2639
Predicted Power Out (W)	1114
Predicted Efficiency (0-1)	0.5570
Predicted Average Pressure (kPa)	254.6
Swept Volume (cc)	136.3
Mass of Working Fluid (mg)	282.2
Work Out Per Cycle (J)	25.34
Predicted Specific Work Out Per Cycle (J/mg-working fluid)	0.08981
Volume at State 1 (cc)	245.3
Absolute Pressure at State 1 (kPa)	101.3
Temperature at State 1 (K)	307.0
Volume at State 2 (cc)	109.0
Absolute Pressure at State 2 (kPa)	228.0
Temperature at State 2 (K)	307.0
Volume at State 3 (cc)	109.0
Absolute Pressure at State 3 (kPa)	514.6
Temperature at State 3 (K)	693.0
Volume at State 4 (cc)	245.3
Absolute Pressure at State 4 (kPa)	228.7
Temperature at State 4 (K)	693.0

Gambar 4.8 Hasil Analisa *Ideal Stirling Engine Calculator*

Hasil tersebut memprediksi bahwa mesin stirling yang dirancang mampu berputar hingga 2639 Rpm dan menghasilkan daya output hingga 1114 Watt.

4.12 Hasil Pengujian Mesin Stirling

Pada pengujian mesin stirling dilakukan 3 kali pengujian, dengan penjelasan masing-masing pengujian sebagai berikut :

a. Pengujian 1

Pengujian pertama dilakukan pada tanggal 20 Desember 2020, dengan menggunakan sumber pemanas burner las dan waktu pemanasan sekitar 15 menit, dengan temperatur mencapai 148°C. Namun, mesin stirling tidak menunjukkan tanda-tanda akan berputar. Kemudian *flywheel* diberikan bantuan putaran secara manual, yang berfungsi sebagai momentum awal mesin stirling berputar. Tetapi, mesin stirling masih tidak dapat terus berputar dan terasa berat pada putaran poros engkolnya. Setelah diamati lebih lanjut, silinder mesin kurang pelumas sehingga mengakibatkan poros berat saat berputar. Sehingga dicari solusi dari masalah tersebut yaitu melumasi area sekitar jalannya piston pada silinder.

b. Pengujian 2

Pengujian kedua dilakukan pada tanggal 3 Januari 2021, dengan menggunakan sumber pemanas burner las dan waktu pemanasan sekitar 20 menit, dengan temperatur mencapai sekitar 160°C. Namun, mesin stirling tidak menunjukkan tanda-tanda akan berputar. Kemudian *flywheel* diberikan bantuan putaran secara manual, yang berfungsi sebagai momentum awal mesin stirling berputar. Tetapi, mesin stirling masih tidak dapat terus berputar.

c. Pengujian 3

Pengujian ketiga dilakukan pada tanggal 15 Januari 2021, dengan menggunakan sumber pemanas burner las dan waktu pemanasan sekitar 45 menit, dengan temperatur diperkirakan mencapai 208°C. Namun, mesin stirling tidak menunjukkan tanda-tanda akan berputar. Kemudian *flywheel* diberikan bantuan putaran secara manual, yang berfungsi sebagai momentum awal mesin stirling berputar. Mesin sempat menunjukkan tanda-tanda akan berputar setelah diberi momentum awal pada *flywheel*, namun mesin kembali berhenti. Setelah diamati lebih teliti, hal itu disebabkan oleh tidak silindris nya poros engkol antara sisi *flywheel* dan sisi *pulley*. Hal ini

dapat diperbaiki namun harus melakukan proses manufaktur kembali yang akan mengeluarkan biaya yang besar. Sehingga pengujian dilakukan sampai pengujian ketiga.

4.12 Analisa Pengaruh Kegagalan Mesin Stirling

Dalam Tugas Akhir ini mesin stirling dapat dikatakan gagal dalam proses manufaktur. Sehingga pada pengujian yang dilakukan, mesin stirling tidak dapat beroperasi. Faktor-faktor yang mempengaruhi kegagalan dari mesin stirling ini, yaitu :

a. Ketidaksilindrisan poros engkol

Poros engkol yang tidak silindris mengakibatkan putaran mesin stirling menjadi berat. Poros engkol yang tidak silindris ini diakibatkan oleh proses pengelasan yang membuat poros engkol mengalami bending atau melengkung.

b. Kurang sistem pelumasan

“Menurut Darmanto (2011:5-10) menyatakan bahwa : Secara umum fungsi pelumas untuk mencegah atau mengurangi keausan dan gesekan, sedangkan fungsi yang lain sebagai pendingin, peredam getaran dan mengangkat kotoran pada motor bakar”. Komponen-komponen mesin yang saling begesekan akan membuat komponen tersebut mengalami keausan, sehingga menghambat performa dari suatu mesin dan membuat *lifetime* dari mesin tersebut berkurang. Pada mesin stirling ini, tidak adanya pelumasan berpengaruh pada beratnya putaran poros engkol.

c. Sudut engkol mesin stirling

Sudut engkol mesin stirling sangat berpengaruh dengan kedua piston saat beroperasi, pada mesin ini sudut engkol didesain 90^0 dan sudut fasa didesain 180^0 , namun kepresisian sudut engkol tidak dapat diukur sehingga mungkin menyebabkan sudut engkol melebihi atau kurang dari 90^0 sehingga mesin tidak beroperasi secara optimal.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil perancangan inovasi ruang bakar dan isolasi pipa generator mesin stirling tipe alpa sudut fasa 180° berbasis limbah sampah adalah:

1. Spesifikasi Desain Mesin Stirling

- a. Poros : Panjang = 350 mm, Diameter = 20 mm
- b. *Pulley* : Diameter *Driver* = 99 mm, Diameter *Driven* = 60 mm
- c. Desain *Belt* : Panjang = 1250 mm, Lebar = 30 mm, Tebal = 8 mm

d. Mesin Stirling

Daya	= 145 hingga 1114 Watt
Putaran Mesin	= 900 hingga 2639 Rpm
Temperatur Panas	= 693 °K
Temperatur Dingin	= 307 °K
Sudut Fasa	= 180°
Efisiensi <i>Thermal</i>	= 0,56
Bahan Bakar	= Limbah Sampah
Sistem Pendinginan	= Air dan sirip-sirip pada silinder dingin

2. Faktor-faktor yang dapat mempengaruhi performa mesin stirling dibagi menjadi dua, yaitu :

a. Berdasarkan Analisa Persamaan yang Digunakan

- Perdebaan Temperatur Panas dengan Tempertur Dingin
Semakin besar delta temperatur semakin besar pula kerja outputnya.
- Isolasi Pipa
Semakin tebal isolasi pipa generator yang digunakan maka semakin kecil resiko kehilangan panasnya pada ruang bakar

b. Berdasarkan Analisa Pengujian Mesin Stirling

Kesalahan pada proses manufaktur menjadi faktor penting kegagalan mesin stirling tidak dapat beroperasi. Kesalahan-kesalahan tersebut adalah:

1. Ketidaksilindrisan poros engkol
2. Kurangnya sistem pelumasan
3. Sudut engkol mesin stirling

Ketiga kesalahan diatas memengaruhi tidak optimal nya pembakaran yang terjadi pada ruang bakar.

5.2 Saran

Saran yang sebaiknya dilakukan oleh peneliti-peneliti selanjutnya, agar hasil yang dicapai semakin baik adalah dengan lebih ditingkatkan lagi analisa dalam mendesain sudut fasa dan sudut engkol, juga memperhatikan kesilindrisan poros antara piston satu dengan piston kedua. Serta berhati-hati dalam melakukan proses manufaktur dan juga mengamati dampak yang timbul dari proses manufaktur tersebut. Adapun saran lain yang diharapkan juga dapat menganalisa :

1. Getaran yang terjadi pada mesin stirling.
2. Kekuatan material dari desain mesin stirling.

Daftar Pustaka

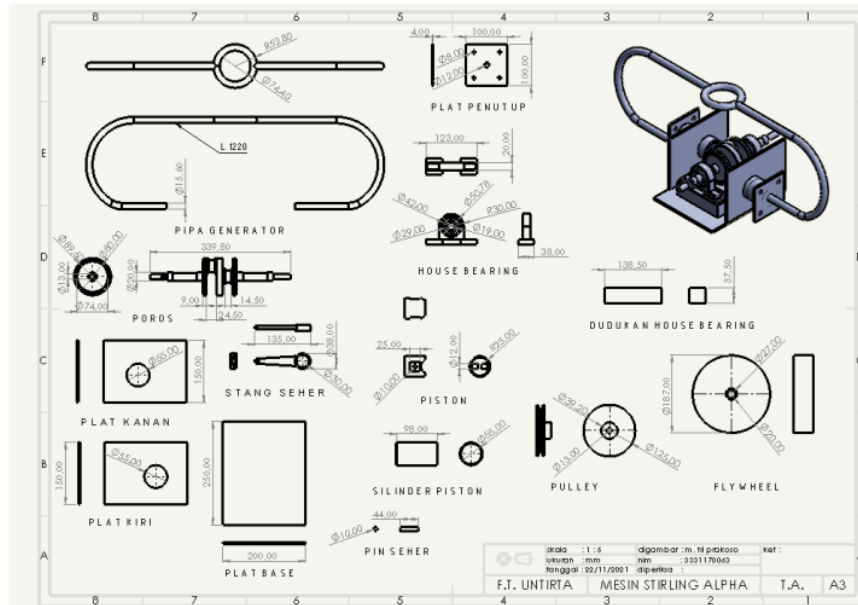
- Alfianti, Z. . (2016) *Desain Dan Pembuatan Mesin Stirling Tenaga Matahari Dengan Memanfaatkan Pemanas Matahari Tipe Box Untuk Pembangkit Listrik*. Malang: Fakultas Sains dan Teknologi, UIN Maulana Malik Ibrahim.
- Bhagat, A. *et al.* (2016) 'Design of Alpha Stirling Engine in Conjunction with Solar Concentrator', *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 3(4), pp. 1109–1114.
- Gehlot, V., Nigam, A. and Marmat, K. (2014) 'Development and fabrication of Alpha Stirling Engine', *OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 11(6), pp. 69–71.
- Lewis, C. (1983) *Biological Fuel*. London: Arnold.
- ⁷ Pahl, G. and Beitz, W. (1996) *Engineering Design: A Systematic Approach*. Second Edi. London: Springer-Verlag. doi: 10.1007/978-1-4471-3581-4.
- Roldan, C., Pieretti, P. and Rojas-Solorzano, L. (2010) 'Conceptual And Basic Design Of A Stirling Engine Prototype For Electrical Power Generation Using Solar Energy', *ASME*, pp. 1–11.
- Satria, D. *et al.* (2019) 'Design of alpha type stirling machine biomass-based innovation design with the capacity of 100 watt', in. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 673 (2019) 012124. doi: 10.1088/1757-899X/673/1/012124.
- ¹ Satria, D. *et al.* (2020) 'Analisa Performa Mesin Stirling Tipe Alpha Inovasi Desain Sudut Fasa 180 derajat', *Jurnal Rekayasa Mesin*, ³ 15(1), pp. 33–41. doi: <http://dx.doi.org/10.32497/jrm.v15i1.1839>.
- Siddiqui, F. . *et al.* (2015) 'Effect Of Phase Angle On The Efficiency Of Beta Type Stirling Engine', *Journal of Faculty of Engineering & Technology*, 22(2), pp. 99–109.

- Syafriyudin *et al.* (2013) 'Pembangkit Listrik Tenaga Panas Matahari Berbasis Mesin Stirling Untuk Skala Rumah Tangga', *Jurnal Teknologi*, 6(2), pp. 187-192.
- Hermawan, Yogi. 2019. 'Rancang Bangun ¹ Mesin Stirling Tipe Alpha Inovasi Desain Berbasis Biomassa Dengan Kapasitas 100 Watt'. *Skripsi*. Fakultas Teknik. Teknik Mesin. UNTIRTA. Cilegon.
- Satria, Dhimas. 2014. *Elemen Mesin 1*. Serang: UNTIRTA PRESS.
- Satria, Dhimas. 2014. *Elemen Mesin 2*. Serang: UNTIRTA PRESS.
- Solikhin, Supriyadi, T., and Eka Pramono G. (2006) 'Optimasi Isolasi Sistem Perpipaan Pada Sistem Air Panas Pada ORC Solar Kolektor', *Jurnal Teknik Mesin*, pp. 55-58.
- Muntolib, and Rusdiyantoro. (2014) 'Analisa Bahan Isolasi Pipa Saluran Uap Panas Pada Boiler Untuk Meminimalisasi Heat Loss' *Jurnal Teknik*, 12(2), pp. 50-54.
- Walker G. And Khan M. I. (1965). *Theoretical Performance Of Stirling Cycle Engine*, Paper No. 949A, Proceedings Of SAE International Automotive Congress, Detroit.
- Holman, J.P., 1997, *Perpindahan Kalor*, Jakarta : Erlangga.
- C. Giancoli, Douglas. 2001. *Fisika Jilid 1 Edisi ke 5*. Jakarta : Erlangga.
- Cengel, Yunus A., 2002, "Heat Transfer : A Practical Approach". Second Edition. Mc Graw Hill.
- ² Koestoer & Raldi Artono. 2002. *Perpindahan Kalor untuk Mahasiswa Teknik*. Jakarta: Salemba Teknika.
- ² Holman, J. P. 1994. *Perpindahan Kalor*. Jakarta : Erlangga.
- ² Ardiani, Eko Dewi. 2005. *Optimalisasi Rangkaian Panel Surya dengan menggunakan Battery PB-Acid sebagai Sistem Penyimpanan Energi Surya*. Malang: UIN Press.
- Usmadi, 2006. *Rangkuman Materi Kuliah Agroklimatologi: Radiasi Matahari*. Agronomi. UNEJ.
- ² Zuhail, 1998, *Dasar Teknik Tenaga Listrik dan Elektronika Daya*, PT. Rineka Cipta, Jakarta.

- Khurmi RS Gupta, JK., 2005, Text Book of Machine Design Eurasia, Publising House, ltd Ram Nagar, New Delhi.
- ² Syafriyudin, dkk. 2013. *Pembangkit Listrik Tenaga Matahari Berbasis Mesin Stirling untuk Skala Rumah Tangga*, Jurnal Teknologi Volume 6 No.2 Desember 2013, Ist Akprind Yogyakarta.
- ⁹ Yulianto M, Anggit. 2010. Perencanaan Termodinamika dan Pengujian Prototipe Motor Stirling Tipe Alpha Dengan Konfigurasi V-90. Bandung: ITENAS.
- Rafe'i, Ahmad. 2015. *Mesin Stirling Skala Laboratorium Kapasitas 7,4 Watt*. Cilegon : Fakultas Teknik Universitas Sultan Ageng Tirtayasa.
- Hirata, Koichi. 1995. *Schmidt Theory for Stirling Engines*. Musashimurayama, Tokyo 208, Japan.
- Martini, William R. 1978. *Stirling Engine Design Manual*. Washington : University of Washington.
- Mide Engineering Solutions. 2015. *Ideal Stirling Cycle Calculator*. <https://www.mide.com/pages/ideal-stirling-cycle-calculator> (diakses tanggal 2 Desember 2020, pukul 09.43 WIB)
- Prasetyo Imam, Anam Khoirul. 2019. Analisa Keausan Dinding Silinder dan Keolengan Poros Engkol Pada Mesin Diesel Mitsubishi PS 100. Pekalongan. Surya Teknika : Vol. 4 No.1
- Darmanto. 2011. Mengenal Pelumas Pada Mesin. Semarang. Momentum : Vol. 7 No.1
- Fanani Achmad, Aini Umrotul, Welafubun Persila, dkk. 2017. Pengolahan Sampah Kering dan Sampah Basah di Desa Gampang Kec. Prambon Kab. Sidoarjo. Sidoarjo. Abadimas Adi Buana : Vol. 01 No. 1
- Naryono Eko, Soemarno. 2013. Pengeringan Sampah Organik. *Indonesian Green Technology Journal* : Vol.2 No.2, Universitas Brawijaya, Malang.

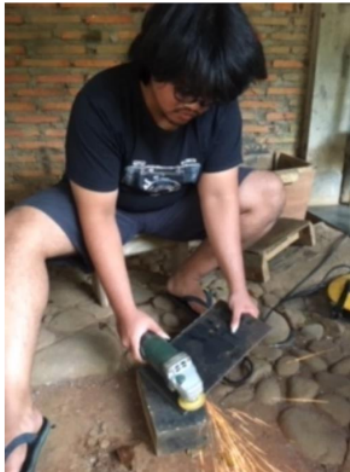
LAMPIRAN

Lampiran 1. Gambar Kerja



Lampiran 1. Dokumentasi







Cek Plagiasi_Tri Prakoso

ORIGINALITY REPORT

19%

SIMILARITY INDEX

19%

INTERNET SOURCES

5%

PUBLICATIONS

5%

STUDENT PAPERS

PRIMARY SOURCES

1	jurnal.polines.ac.id Internet Source	4%
2	etheses.uin-malang.ac.id Internet Source	4%
3	rem.umsida.ac.id Internet Source	3%
4	fdocument.org Internet Source	2%
5	idoc.tips Internet Source	1%
6	123dok.com Internet Source	1%
7	Submitted to Universitas Sultan Ageng Tirtayasa Student Paper	1%
8	lib.unnes.ac.id Internet Source	1%
9	docplayer.info Internet Source	1%

10

Submitted to Universitas Pamulang

Student Paper

1 %

Exclude quotes On

Exclude matches < 1%

Exclude bibliography Off

Cek Plagiasi_Tri Prakoso

GRADEMARK REPORT

FINAL GRADE

GENERAL COMMENTS

/100

PAGE 1

PAGE 2

PAGE 3

PAGE 4

PAGE 5

PAGE 6

PAGE 7

PAGE 8

PAGE 9

PAGE 10

PAGE 11

PAGE 12

PAGE 13

PAGE 14

PAGE 15

PAGE 16

PAGE 17

PAGE 18

PAGE 19

PAGE 20

PAGE 21

PAGE 22

PAGE 23

PAGE 24

PAGE 25

PAGE 26

PAGE 27

PAGE 28

PAGE 29

PAGE 30

PAGE 31

PAGE 32

PAGE 33

PAGE 34

PAGE 35

PAGE 36

PAGE 37

PAGE 38

PAGE 39

PAGE 40

PAGE 41

PAGE 42

PAGE 43

PAGE 44

PAGE 45

PAGE 46

PAGE 47

PAGE 48

PAGE 49

PAGE 50

PAGE 51

PAGE 52

PAGE 53

PAGE 54

PAGE 55

PAGE 56

PAGE 57

PAGE 58

PAGE 59

PAGE 60

PAGE 61

PAGE 62

PAGE 63

PAGE 64

PAGE 65

PAGE 66

PAGE 67

PAGE 68

PAGE 69

PAGE 70

PAGE 71

PAGE 72

PAGE 73

PAGE 74

PAGE 75

PAGE 76

PAGE 77

PAGE 78

PAGE 79

PAGE 80

PAGE 81

PAGE 82

PAGE 83

PAGE 84

PAGE 85

PAGE 86

PAGE 87

PAGE 88

PAGE 89

PAGE 90

PAGE 91

PAGE 92

PAGE 93
